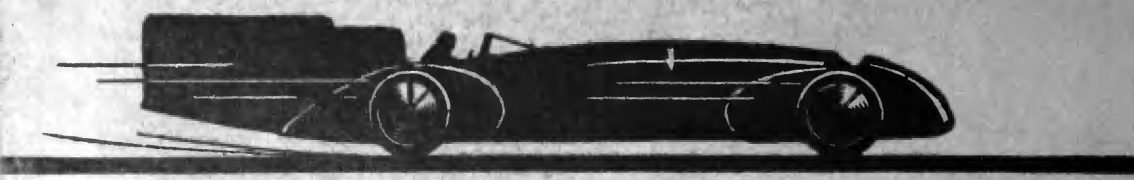
В. В. БЕКМАН



КОНСТРУКЦИЯ И ДИНАМИКА ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

МАШГИЗ 1947

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
49	1-я снизу	на кольцевом	на коротком кольцевом	Автора
214	15-я сверху	$i = g\frac{з}{G}$	$j = g\frac{P_{из}}{G}$	Тип.
218	23-я сверху	$J = \frac{G}{g} j_{\text{lim}} \frac{G}{g} j_{\text{lim}} - \varphi(R_1 + + R_2) = 0$	$J = \frac{G}{g} j_{\text{lim}}; \frac{G}{g} j_{\text{lim}} - \varphi(R_1 + + R_2), = 0$	Тип.
219	6-я сверху	$j_{\text{lim}} = \frac{G\frac{b}{L}}{\frac{1}{2\varphi} + \frac{h_з}{L}}$	$j_{\text{lim}} = \frac{g\frac{b}{L}}{\frac{1}{2\varphi} + \frac{h_з}{L}}$	Автора
260	Табл. 52, 5-я колонка слева, 10-я сверху	76×96	66×96	Автора

В. В. БЕКМАН

КОНСТРУКЦИЯ И ДИНАМИКА ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ





ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1947

К книге дана краткая история автомобильных гонок, развития гоночных автомобилей, изложены особенности конструкции двигателей и шасси гоночных автомобилей, а также рассмотрены их динамика и перспективы увеличения быстроходности.

Книга предназначена для инженеров и техников автомобильных заводов и может служить пособием для студентов автомобильных факультетов.

Редактор: ***А. Э. Малаховский***

Главная редакция
литературы по автотракторной промышленности
и транспортному машиностроению
Главный редактор инж. А. И. ЛУШПА

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильный спорт существенно помог улучшению эксплоатационных качеств автомобиля и в первую очередь его динамики. На протяжении шестидесяти лет с момента зарождения автомобильной техники было построено и испытано весьма большое количество всевозможных гоночных и спортивных автомобилей. Производство спортивных автомобилей тесно связано с основной автомобильной промышленностью и базируется на общетехнических достижениях. С точки зрения интересов производства нормальных транспортных автомобилей было бы неправильно игнорировать богатый опыт постройки и эксплоатации гоночных автомобилей. Наоборот, автомобильный спорт должен быть поставлен на службу развитию техники, должен способствовать непрерывной работе над усовершенствованием транспортных автомобилей. Гонки нужны как средство для испытания автомобилей и являются стимулом для улучшения их динамических качеств.

В СССР автомобильные гонки до сего времени не были использованы в надлежащей мере как средство экспериментальной работы. Автомобильный спорт и постройка гоночных автомобилей культивировались в кустарных условиях автомобильными клубами, лишенными необходимой производственной базы и достаточно квалифицированного технического персонала. Между тем использование опыта постройки специальных скоростных автомобилей несомненно могло бы содействовать дальнейшему развитию автомобильной промышленности. Несмотря на давность существования автомобильного спорта, систематическое изучение гоночных автомобилей не поставлено на должную высоту. Техническая и спортивная литература почти не содержит материалов, касающихся гоночных автомобилей. Сведения, опубликованные в течение ряда лет в заграничных, преимущественно периодических изданиях, носят отрывочный, схематический характер. Тем более не существует таких исследований или руководств, в которых конструкция и динамические качества гоночных автомобилей подвергались бы систематическому и критическому рассмотрению, с обобщающими выводами и техническим анализом существа рассматриваемых вопросов.

Таким образом, учитывая желательность развития спортивно-технической культуры в автомобильной промышленности и принимая во внимание пользу, которую могли бы принести постройка и эксплоатация скоростных автомобилей, следует считать, что существуют достаточные основания для издания настоящей работы, посвященной конструкции и динамическим качествам гоночных автомобилей. Предлагаемая работа, не претендуя на исчерпывающую полноту, имеет целью:

1. Служить пособием для изучения устройства автомобилей специального спортивного назначения в дополнение к существующим курсам транспортных автомобилей, где излагаются основы автомобильной техники.

2. Сосредоточить и систематизировать технические и статистические данные о гоночных автомобилях, которые могли бы быть положены в основу разработки

технического задания на проектирование скоростного автомобиля и могли бы понадобиться в процессе проектирования.

3. Дать очерк развития конструкции гоночного автомобиля и его технических параметров в историческом аспекте. Таким путем можно логически обосновать современную конструкцию гоночного автомобиля, проследить его эволюцию и высказать некоторые предположения по поводу дальнейшего усовершенствования.

4. Установить различие между тяговыми расчетами гоночного и транспортного автомобилей и выяснить значение этого различия.

5. Исследовать влияние различных конструктивных факторов на максимальную скорость и максимальное ускорение автомобиля.

6. Выяснить влияние привода на задние колеса, на передние колеса и привода на все колеса на динамические качества гоночного автомобиля, в особенности на его приемистость.

7. Исследовать пределы повышения быстроходности и приемистости автомобилей.

8. Дать сравнительную характеристику основных динамических качеств гоночных автомобилей различных интернациональных классов.

9. Исследовать перспективы дальнейшего улучшения некоторых рекордов, в частности абсолютного рекорда скорости и рекорда в гонке на 1 *км* с места.

ГЛАВА I

ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ АВТОМОБИЛЬНОГО СПОРТА

Приносят ли пользу автомобильные гонки? Эта проблема неоднократно обсуждалась на страницах специальных технических журналов и каждый раз вызывала оживленные споры. История развития автомобильной техники дает положительный ответ на этот вопрос. С момента появления первых автомобилей возникла необходимость в разработке методов сравнительной оценки качеств различных конструкций с целью выявления наилучших типов автомобилей и их отдельных агрегатов. На первом этапе развития автомобилизма единственным средством для получения сравнительных данных служили состязания. Они дали обширный материал для изучения основных качеств автомобиля, в особенности его динамики. Несмотря на то, что впоследствии были созданы методы экспериментального исследования автомобиля в лабораторных условиях, автомобильные гонки сохранились до наших дней. Ценность автомобильных гонок как метода ходовых испытаний заключается в том, что почти все механизмы автомобиля должны работать с максимальным напряжением, обнаруживая слабые места в течение непродолжительного времени. Многие дефекты, требующие для своего выявления нескольких лет нормальной эксплоатации автомобиля, могут быть обнаружены во время гонок в течение нескольких часов. Под непосредственным влиянием автомобильного спорта в конструкцию автомобиля был внесен целый ряд изменений и усовершенствований.

Гоночный автомобиль почти всегда являлся воплощением прогрессивной технической мысли. Он предопределял дальнейший ход изменения конструкции нормального автомобиля. Сравнивая техническую характеристику современного легкового автомобиля с характеристикой гоночных автомобилей 1910—1914 гг., нетрудно убедиться в их тождественности по целому ряду пунктов. В качестве примера можно привести число оборотов, повышенную степень сжатия и облегчение поступательно движущихся частей двигателя, достигнутые в настоящее время. Все эти усовершенствования в первую очередь отражаются на динамике автомобиля, увеличивают его быстроходность. Таким образом, с точки зрения автомобилиста периода до 1914 г. современные стандартные автомобили обладают качествами гоночной машины. Точно так же в современных гоночных автомобилях мы можем видеть некоторые свойства будущих нормальных конструкций.

Проблема автомобильного транспорта не решается одним усовершенствованием механизма автомобиля. Для успешной эксплоатации автомобилей необходимо располагать развитой сетью специальных дорог. В связи с этим возникли специальные автомобильные дороги — автострады. Автострады отличаются от обычных дорог отсутствием перекрестков, крутых поворотов, подъемов, спусков и встречного движения, т. е. препятствий, снижающих скорость движения автомобилей. В силу этих особенностей на автострадах можно безопасно развивать скорости 140—160 *км/час*. Практика эксплоатации нормальных автомобилей на автострадах выявила целый ряд конструктивных недостатков, связанных с работой на высоких скоростях, в частности недолговечность некоторых деталей и неэкономичность автомобилей с кузовами аэродинамически невыгодной формы. Поэтому возникла необходимость в автомобилях для автострад, приспособленных к длительной работе на высокой ско-

рости. Совершенно очевидно, что при разработке быстроходных автомобилей для автострад должен быть использован многолетний опыт, полученный в работе гоночных автомобилей, находящихся в аналогичных условиях эксплоатации.

Автомобильный спорт должен быть органически связан с автомобильной промышленностью. Только благодаря этой связи проявлялось полезное влияние автомобильных гонок на развитие конструкции автомобиля. Все автомобили, имевшие успех в больших международных гонках, были спроектированы, построены и подготовлены заводами с солидной технической базой и большим опытом. Постройка гоночных автомобилей, связанная с большой затратой материальных средств, возможна только при наличии хорошо оборудованных производственных цехов, лабораторий, испытательных станций и опытного инженерно-технического персонала автомобильных заводов. Проектирование гоночного автомобиля должно вестись в расчете на побитие всех конкурентов в гонках и, следовательно, является весьма ответственной задачей. При ее разрешении конструктор должен учитывать все достижения данного этапа развития техники.

Систематическая работа специалистов над быстроходными гоночными автомобилями при правильно налаженной связи между экспериментальной и производственной базами завода находит свое отражение в продукции стандартного производства, повышая ее эксплоатационные качества. В конечном итоге опыт работы гоночных автомобилей становится достоянием широких масс автомобилистов.

Было бы неправильным утверждать, что влияние на технический прогресс является единственным оправданием для организации автомобильных гонок. Каждые хорошо организованные гонки, в которых участвуют технически подготовленные конкуренты, всегда имеют большое агитационное значение, представляя собой увлекательное зрелище. За границей международные автомобильные гонки собирают десятки, а иногда сотни тысяч зрителей. Автомобильные гонки пробуждают в зрителях интерес к технике, жажду к приобретению специальных знаний.

Наряду с профессионально-техническим автомобильным спортом существует любительский спорт, преследующий совершенно иные цели. Во всех странах, где культивируют автомобильный спорт, имеется большое количество местных автомобильных клубов, объединяющих десятки тысяч любителей. Поэтому отличительной чертой любительского спорта является массовость. Автомобильные гонки, организуемые местными клубами, привлекают много участников, но не представляются столь ценными с технической точки зрения, как гонки профессионалов, так как автомобили подготовлены в кустарных условиях, силами и средствами отдельных лиц. Зато любительский спорт имеет большое оборонное значение, подготовляя кадры квалифицированных автомобилистов.

Достижение успеха в автомобильных состязаниях возможно только на основе изучения техники. Автомобиль представляет собой сложный механизм. Следовательно, автомобилисты, желающие добиться хороших спортивных результатов, должны расширять свой технический кругозор. Таким образом, ценность любительского автомобильного спорта заключается в том, что он способствует распространению технических знаний в широких слоях населения.

Автомобилисты-любители обычно используют для гонок не гоночные, а спортивные автомобили. Спортивный автомобиль — это промежуточный тип автомобиля между гоночным и стандартным. Спортивный автомобиль в известной мере объединяет в себе качества гоночных и стандартных автомобилей, а потому он может быть использован как для повседневной работы, так и в гонках местного значения. Результаты работы над специальными гоночными автомобилями в первую очередь переходят на спортивные автомобили, а затем уже применяются на стандартных конструкциях. Благодаря этой последовательности конструктивные принципы, заложенные в гоночных автомобилях, подвергаются многократной практической проверке, раньше чем проникнуть в массовое производство. Подобная проверка приобретает особое значение потому, что спортивные автомобили во многих странах насчитываются десятками тысяч и существуют в самых разнообразных конструктивных выполнениях.

Эти соображения показывают различие в назначении профессионально-технического и любительского автомобильного спорта. Обе разновидности существуют на равных началах, так как каждая из них выполняет свои функции.

Автомобильный спорт может содействовать техническому развитию автомобиля только при наличии авторитетных организаций, регламентирующих скоростные состязания. Технические правила определяют свойства автомобилей, допускаемых к состязаниям, и направление прогресса техники гоночных автомобилей. В настоящее время органом, регламентирующим международные автомобильные гонки, является Интернациональная ассоциация признанных автомобильных клубов (Association Internationale des Automobile Clubs Reconnus — A. I. A. C. R.)[1]. В этой ассоциации объединяются представители центральных автомобильных клубов различных стран. Для разработки технического регламента состязаний и обсуждения всех вопросов, связанных с автомобильным спортом, ассоциация имеет в своем составе Интернациональную спортивную комиссию (Commission Sportive Internationale — C S.I.). Работа органов, регламентирующих автомобильные гонки, сводится к тому, чтобы приспособить правила состязаний к нуждам промышленности, развивать определенные типы автомобилей. Местные автомобильные клубы, согласно международному спортивному кодексу, обладают некоторой свободой в отношении регламентации местных состязаний и должны использовать свои правила как средство для вовлечения в спорт большого количества автомобилистов. В связи с этим в состязаниях местных автомобильных клубов не допускаются к участию профессиональные гонщики.

ГЛАВА II

ИСТОРИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО СПОРТА И ТЕХНИЧЕСКОГО РАЗВИТИЯ ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

1. ИЗОБРЕТЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ. ПЕРВЫЕ АВТОМОБИЛЬНЫЕ ГОНКИ

Первые успешные попытки осуществления самодвижущегося экипажа, предназначенного для безрельсовых дорог, относятся к концу девятнадцатого века. В 1885 г., в Канштадте, инж. Г. Даймлер сконструировал и построил двухколесный мотоцикл, снабженный быстроходным двигателем внутреннего сгорания. После удачного эксперимента с мотоциклом Даймлер построил в 1887 г. свой первый четырехколесный автомобиль. Почти одновременно с Даймлером, но вполне независимо от него, над созданием автомобиля с бензиновым двигателем работал инж. К. Бенц в Маннгейме. В 1886 г. последний получил патент на трехколесный автомобиль, приводимый в движение одноцилиндровым горизонтальным двигателем мощностью $^3/_4$ *л. с.* В основу изобретений Даймлера и Бенца было положено увеличение быстроходности существовавших в ту эпоху двигателей внутреннего сгорания с целью уменьшения их веса. Это условие являлось основным для использования этих двигателей на автомобилях.

В дальнейшем распространение автомобилей пошло быстрым темпом. Патенты Даймлера были проданы во Францию фирмам Панар-Левассор и Пежо для промышленного использования. Вместе с тем появилось большое количество конструкций, подражавших Даймлеру и Бенцу, или, наоборот, отличавшихся крайней оригинальностью. Кроме двигателей внутреннего сгорания, на многих автомобилях пытались употреблять паровые машины, электродвигатели, работающие от аккумуляторов, и двигатели, приводимые в действие сжатым воздухом. Период 1890—1900 гг. характеризуется исключительным разнообразием принципов устройства автомобилей и отсутствием установившихся конструктивных форм.

Для выяснения практичности автомобилей и сравнения различных систем, по инициативе П. Жиффара (P. Giffard), французской газетой „Le Petit Journal" в 1894 г. было организовано первое автомобильное состязание по маршруту Париж — Руан — Париж. Фабриканты и конструкторы, желая продемонстрировать качество своих машин, охотно приняли предложение газеты и записали на конкурс 102 автомобиля, в том числе 38 бензиновых, 29 паровых, 5 электрических, 5 действующих сжатым воздухом и 25 других систем. Были даже педальные автомобили, приводившиеся в действие силой пассажиров. Нужно отметить, что первое состязание не было гонками; по условиям конкурса „автомобили должны быть безопас-

[1] В 1946 г. было принято решение переименовать A.I.A.C.R. в Интернациональную Автомобильную Федерацию (Federation Internationale Automobile — F. I. A.).

ными, легко управляемыми и экономичными". Конкуренты должны были выдержать норму средней скорости от 16 до 17 *км/час*. Никакое превышение предписанной нормы скорости в расчет не принимали. Перед самым испытанием техническая комиссия нашла нужным снизить норму до 12,5 *км/час*. Пробегу предшествовало отборочное испытание, после которого остался только 21 участник. По совокупности качеств первый приз был присужден на равных основаниях бензиновым автомобилям Панар-Левассор и Пежо.

В 1895 г. состоялись гонки по маршруту Париж — Бордо — Париж. Это состязание было первыми гонками в полном смысле этого слова, так как оценка результатов производилась только по времени прохождения полной дистанции. Наилучший результат из 46 участвовавших автомобилей, среди которых было 29 бензиновых, 15 паровых и 2 электрических, показал двухместный бензиновый автомобиль Панар-Левассор, прошедший дистанцию со средней скоростью 24,42 *км/час*. Однако по условиям гонок первый приз мог быть присужден только четырехместному автомобилю, поэтому Панар-Левассор получил второй приз.

С этого момента количество гонок увеличивается из года в год: первые два года по одной гонке, в следующем году четыре, затем соответственно 7, 21, 30. В настоящее время можно утверждать, что они насчитываются тысячами, если учитывать гонки местного значения.

В 1895 г. был учрежден первый автомобильный клуб — „Автомобильный клуб Франции", в дальнейшем сокращенно именуемый АКФ (Automobile Club de France — A.C.F). Этой организации суждено было сыграть видную роль в развитии автомобильного спорта. Благодаря усилиям АКФ, объединившего в своих рядах лучших представителей промышленности, Франция в течение двадцати лет (с 1894 до 1914 г.) оставалась центром автомобильного спорта. Все крупные автомобильные гонки во Франции до последнего времени проводились под наблюдением АКФ. Заслуживает внимания организационный принцип гонок периода 1894—1903 гг. Целью первых автомобильных гонок являлось доказательство практической применимости автомобиля как транспортного средства. Поэтому представлялось наиболее целесообразным и показательным устраивать гонки на покрытие расстояния между двумя более или менее удаленными один от другого населенными пунктами. Как видно из табл. 1, все значительные автомобильные гонки первого периода были построены по этому принципу и имели отправным городом Париж. С 1898 г. гонки становятся интернациональными в том смысле, что маршрут проходит из одной страны в другую.

Технический регламент до 1899 г. отличался крайней примитивностью; автомобили делились на классы в зависимости от количества пассажирских мест. По этому признаку конкуренты обычно распределялись на три класса:

а) моторные двух- и трехколески (мотоциклы и трициклы),

б) двухместные малые автомобили и легкие автомобили,

в) четырех- и многоместные тяжелые автомобили.

Технические данные автомобиля — вес, мощность и размеры двигателя — совершенно не учитывались. Во время гонок участникам предоставлялась полная свобода в отношении ремонта автомобилей; даже допускалась буксировка поврежденных автомобилей на неограниченном расстоянии. Только финиш или окончание этапа (если гонки делились на этапы) должны были происходить при работающем собственном двигателе. Между этапами в ночное время применяли так называемый „режим закрытого парка" (règime du parc fermè). Иными словами, водители и механики не имели права заниматься ремонтом, регулировкой, заправкой и тому подобными работами в промежутках между двумя этапами. До старта на следующее утро парк находился под особой охраной. Для следования через города и населенные пункты в целях безопасности давали „нейтральное" время, не принимавшееся в расчет при вычислении времени прохождения дистанции. Нередко гонщики проезжали города, следуя за лидером — велосипедистом. Последний играл роль контролера и проверял по хронометру время, отведенное для пробега через населенный пункт.

Уже в первое десятилетие существования автомобильных гонок наметился рост мощности и скорости автомобилей, сохранившийся до наших дней. Табл. 1 показывает, что за десять лет мощность увеличилась в 28 раз, средняя скорость — в пять раз. Одновременно уменьшился удельный вес автомобилей (вес, отнесенный

Результаты гонок между городами в 1894—1903 гг. Таблица 1

Год	Маршрут гонок	Класс (по числу мест или по весу)	Призовое место	Фирма автомобиля	Мощность в л. с.	Дистанция в км	Средняя скорость в км/час	Гонщик
1894	Париж—Руан	—	I	Пежо	2,5		22	—
		—	I	Пежо	2,5	126	21,6	—
		—	I	Панар-Левассор	2,5		20,8	—
1895	Париж—	—	I	Панар-Левассор	4		24,42	Э. Левассор
	Бордо—	—	II	Пежо	—	1175	21,8	—
	Париж	—	III	Пежо	—		20	—
1896	Париж—	—	I	Панар-Левассор	6		25,39	Майад
	Марсель—	—	II	Панар-Левассор	—	1720	25,3	Меркель
	Париж	—	III	Панар-Левассор	—		24	д'Остенг
1897	Париж—Днепп	Мотоциклы	I	Л. Болле (легкий автомобиль)	—		38,1	Жамен
		Двухместные	I	Панар-Левассор	8	161	34,78	Ж. Уржиер
		Четырехместные	I	де-Дион-Бутон	—		37,21	—
		Шестиместные	I	Делаэ	—		27	Д. Куртуа
1897	Париж— Трувилль	—	I	Л. Болле	8	174	45,78	Жамен
1898	Париж—Бордо	—	I	Панар-Левассор	8	578	38	Р. де-Книфф
1898	Париж—	Двухместные	I	Панар-Левассор	12		45,42	Ф. Шаррон
	Амстердам—	„	II	Панар-Левассор	—	1502	44,5	Жирардо
	Париж	„	III	Л. Болле	—		43,5	Э. Жиро
1899	Париж—Бордо	Свыше 400 *кг*	I	Панар-Левассор	16	587	49,4	Ф. Шаррон
1899	Тур де Франс	Свыше 400 *кг*	I	Панар-Левассор	15		51,3	Р. де-Книфф
			II	Панар-Левассор	—	2350	—	Жирардо
			III	Панар-Левассор	—		—	Шасслу Лоба
1900	Париж—	Свыше 400 *кг*	I	Морс	24		64,7	Левег
	Тулуза—	До 400 *кг*	I	Рено	—	1348	42,5	Л. Рено
	Париж							
1901	Париж—Бордо	Свыше 650 *кг*	I	Морс	60		90	А. Фурнье
		До 650 *кг*	I	Панар-Левассор	—	555	68	Э. Жиро
1901	Париж—	Свыше 650 *кг*	I	Морс	60		69,97	А. Фурнье
	Берлин	До 650 *кг*	I	Панар-Левассор	12	1193	56	Э. Жиро
		„ 400 *кг*	I	Рено	7		58,5	Л. Рено
1902	Париж—Вена	До 1000 *кг*	I	Панар-Левассор	70		50,5	А. Фарман
		„ 650 *кг*	I	Рено	16	1360	51,59	Л. Рено
		„ 400 *кг*	I	Даррак	12		40,5	Гийом
1903	Париж—	До 1000 *кг*	I	Морс	70		105	Ф. Габриель
	Мадрид—	„ 650 *кг*	I	Рено	30	552	97	Л. Рено
	(Бордо)	„ 400 *кг*	I	Клеман	—		75	Массон

Примечание. В гонке 1895 г. первый приз был присужден по условиям конкурса четырехместному автомобилю Пежо. Однако Э. Левассор вошел в историю автомобильного спорта как фактический победитель первой в мире автомобильной гонки. В гонке Париж — Диепп 1897 г. легкие автомобили были отнесены к классу мотоциклов.

к 1 *л. с.*). Панар-Левассор, реализовавший наивысшую скорость в гонках 1895 г., весил 250 *кг/л. с.*; указанный вес снизился до 166 *кг/л. с.* в 1896 г., 120 *кг/л. с.* в 1897 г., 100 *кг/л. с.* в 1898 г., 65 *кг/л. с.* в 1899 г., 40 *кг/л. с.* в 1900 г., 14 *кг/л. с.* в 1901 г., 10 *кг/л. с.* в 1903 г. и 7 *кг/л. с.* в 1906 г.

Гонки первого периода породили целый ряд существенных усовершенствований эксплоатационных качеств автомобилей. В основном эти усовершенствования сводятся к следующему:

1. Введение в 1896 г. пневматических шин вместо железных и сплошных резиновых. Трудно переоценить значение этого усовершенствования, без которого немыслимы высокие скорости движения, в особенности на посредственных дорогах. В 1895 г. впервые участвовал в гонках автомобиль L'Eclair на пневматических шинах, построенный одним из пионеров шинной промышленности Мишленом. Шины удерживались на ободе двадцатью предохранительными барашками, имели диаметр профиля 65 *мм* и выдерживали до полного износа пробег 150 *км*.

2. Введение цепной и карданной передач вместо ременной. Ременная передача не давала возможности применять мощные двигатели.

3. Применение электрического зажигания вместо трубки накаливания.

4. Переход к применению уравновешенных четырехцилиндровых двигателей вместо одно- и двухцилиндровых. Это касается в основном только класса тяжелых автомобилей.

5. Удлинение базы автомобиля (расстояния между осями). Первые автомобили имели короткую базу и по внешнему виду напоминали конные экипажи. Автомобиль Панар-Левассор 1895 г. (табл. 1) имел базу 1,3 *м*. Средняя величина базы в гонке Париж — Марсель — Париж 1896 г. составляла 1,7 *м*, в гонке Тур де Франс — 2 *м*, в гонке Париж — Тулуза — Париж 1900 г. — 2,25 *м*, в гонке Париж — Берлин 1901 г. — 2,4 *м*. Таким образом, автомобили постепенно приобрели свойственную им удлиненную форму, необходимую для получения устойчивости при движении с высокой скоростью.

Начиная с 1898 г., управление рукояткой уступает место необратимому рулевому управлению штурвалом.

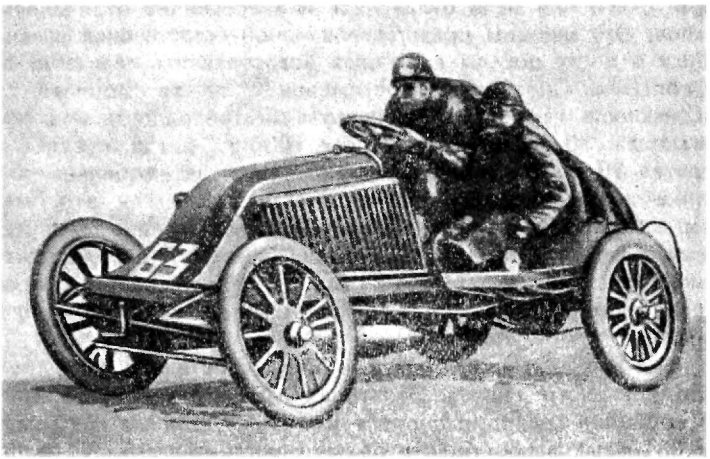
Электрические автомобили и автомобили, работающие на сжатом воздухе, оказались непрактичными и ненадежными; по этим причинам от них отказались примерно к 1902—1903 гг. Паровые автомобили постигла та же участь. Последний крупный успех парового автомобиля относится к 1906 г.

Несмотря на уменьшение удельного веса автомобиля, общий вес его неуклонно возрастал вследствие применения более мощных двигателей. Увеличение веса влекло за собой целый ряд неприятных явлений и в первую очередь быстрый износ шин, долговечность которых оставляла желать лучшего. Вес автомобилей в гонке Париж — Берлин 1901 г. уже превышал 1500 *кг*.

Учитывая эти обстоятельства, АКФ уже в 1899 г. решил положить в основу классификации максимальный вес автомобилей и ввел две основные категории: 1) автомобили весом до 400 *кг* и 2) автомобили весом свыше 400 *кг*. Эта классификация применялась на практике в гонках Тур де Франс и Париж — Тулуза — Париж. В 1901 г. весовая классификация получила дальнейшее развитие введением третьей категории для лучшего уравнивания условий гонки разнообразным конкурентам: 1) автомобили весом до 400 *кг*, 2) автомобили весом от 400 до 650 *кг* и 3) автомобили весом свыше 650 *кг*. Новая классификация с успехом была использована в гонках Париж — Бордо и Париж — Берлин, но не задержала сильного увеличения веса в классе мощных автомобилей, где не было ограничения по максимуму. Поэтому в 1902 г. весовая классификация была еще раз пересмотрена и приняла окончательный вид. Регламент 1902 г. следует считать первой технически обоснованной классификацией, имевшей непосредственное влияние на конструкцию автомобиля. Согласно этой классификации все автомобили (в том числе и мотоциклы) делились на пять классов по весу:

1) мотоциклеты до 50 *кг*,
2) мотоциклы 50—250 *кг*,
3) малые автомобили (voiturette) 250—400 *кг*,
4) легкие автомобили (voiture légère) 400—650 *кг*,
5) большие автомобили (grosse voiture) 650—1000 *кг*.

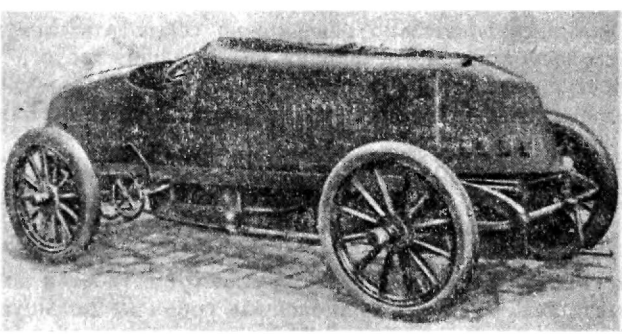
Новые правила не задержали роста мощности. Не выходя за пределы веса 1000 *кг*, многие заводы выпустили гоночные автомобили мощностью 40—50 *л. с.* в 1902 г., 70—80 *л. с.* в 1903 г., 90 *л. с.* в 1904 г., 120 *л. с.* в 1905 г. и 125—130 *л. с.* в 1906 г. Увеличение мощности было получено за счет снижения литрового веса и увеличения коэфициента полезного действия двигателя. Благодаря



Фиг. 1. Гоночный автомобиль Рено в гонках Париж — Мадрид 1903 г.

правилам гонок заводы научились строить легкие и в то же время мощные автомобили, экономно расходуя материалы и применяя легкие сплавы. Некоторые фирмы ставили на автомобили весом 1000 *кг* двигатели с рабочим объемом до 18 *л*.

Чтобы можно было судить о двигателях автомобилей различных классов, укажем, что средний литраж больших автомобилей (650—1000 *кг*) составлял 11—14 *л*., легких (400—650 *кг*) — 7—10 *л* и малых (до 400 *кг*) — 3,5—5 *л*. Быстроходность в различных классах можно себе представить, например, по результатам, показан-



Фиг. 2. Гоночный автомобиль Морс 70 *л. с.*, 4-цилиндров. (11,5 *л*). Первое место в гонках Париж — Мадрид 1903 г.

ным в километровых гонках в 1904 г. автомобилями фирмы Даррак. В конце этого года фирме Даррак принадлежали все мировые рекорды скорости. На одной из километровок большой автомобиль Даррак прошел дистанцию с хода в 25,2 сек. (143 *км/час*), легкий в 29,4 сек. (122 *км/час*), а малый в 36,2 сек. (99 *км/час*). Средние скорости дорожных гонок также непрерывно увеличиваются, приближаясь к 100 *км/час*; в гонке Criterium de Provence 1900 г. К. Иенатци на автомобиле Болид прошел последние 37 *км* со средней скоростью 92 *км/час*. Автомобили

постепенно приобретают способность выдерживать высокую скорость и на более длинных дистанциях; так, в 1902 г., во время гонок на кубок Гордон Беннетта Рене де Книфф на автомобиле Панар-Левассор покрыл первый этап длиной 400 *км* со средней скоростью около 90 *км/час*.

До 1900 г. специальных гоночных автомобилей почти не было. Автомобили, занимавшие первые места на гонках, могли эксплоатироваться в нормальных условиях в силу того, что они мало отличались или совсем не отличались от промышленных образцов. Эти машины представляли собой естественное развитие нормального автомобиля и после победы на гонках изготовлялись серийным порядком для продажи потребителям. Спортивные достижения таких автомобилей гарантировали покупателю надежность действия и умеренную быстроходность. Максимальная скорость не превышала 80—85 *км/час*. После 1900 г., когда средняя скорость на гонках перешла за 70 *км/час*, конкуренция заставила автомобильные заводы приступить к постройке специально гоночных автомобилей, так как это было единственным средством для достижения успеха в открытом состязании. Увеличению скорости были принесены в жертву обычные требования, как например, бесшумность, экономичность, комфортабельность. Проектирование с самого начала велось с расчетом сохранить в конструкции только то, что прямым или косвенным путем дает выигрыш в скорости.

В 1903 г. состоялись гонки Париж — Мадрид, ставшие переломным пунктом в истории автомобильного спорта. Эти гонки замечательны огромным количеством участников и высокими средними скоростями. Старт приняли 137 больших и легких автомобилей, 33 малых автомобиля и 54 мотоцикла — всего 224 машины. Многие фирмы — Морс, де-Дитрих, Панар-Левассор, Мерседес — записали на гонки по 12 — 15 автомобилей. Скорость впервые перешла за 100 *км/час* (см. табл 1). Второй приз получил Рено, несмотря на то, что это был легкий автомобиль. Его средняя скорость составляла почти 100 *км/час*. Автомобили тяжелой категории развивали максимальную скорость 125—130 *км/час*. Высокие скорости были причиной многих несчастных случаев, в особенности в населенных местностях, расположенных у шоссейной дороги, по которой следовали автомобили. Во время гонок в Париж непрерывно поступали сведения о несчастных случаях, побудившие издать специальное правительственное распоряжение об окончании гонок в Бордо. Следственная комиссия, назначенная парламентом для выяснения причин несчастных случаев, пришла к единодушному заключению, что гонки между городами представляют собой вредную опасную форму автомобильных состязаний. Комиссия обосновала свое заключение тем что: 1) на протяжении 500—600 *км* дорога не может быть закрыта для нормального движения, следовательно, невозможно соблюдать элементарные правила общественной безопасности; 2) тренировка для изучения дороги на таком длинном маршруте неосуществима, ориентация конкурентов в ходе состязаний затруднена; 3) агитационное значение гонки невелико, так как зрители не могут следить за борьбой конкурентов.

Начиная с 1903 г., все дорожные гонки проводятся по замкнутым маршрутам ограниченной длины, закрытым для постороннего движения. Попытки возродить гонки между городами, сделанные после войны 1914—1918 гг., каждый раз кончались неудачей.

Сторонники гонок по кольцевым маршрутам существовали до гонок Париж — Мадрид: они выдвигали идею безостановочных гонок на большую дистанцию без промежуточного нейтрального времени. Таким способом хотели подвергнуть автомобили и водителей более жесткому испытанию. Идя навстречу этим пожеланиям, Бельгийский автомобильный клуб организовал в 1902 г. гонки по замкнутому маршруту в Арденнах (Circuit des Ardennes). Серия гонок в Арденнах (табл. 2) сразу стала популярной и привлекла много участников. Она как раз и явилась прототипом всех дальнейших гонок по замкнутым маршрутам ограниченной длины с многократным прохождением круга. Особый успех гонки в Арденнах имели в 1906 г., когда первые пять конкурентов дали среднюю скорость выше 100 *км/час*: 1) Дюре на автомобиле Лоррен-Дитрих — 106,3 *км/час*, 2) Анрио на автомобиле Даррак — 105,75 *км/час*, 3) Ружье на автомобиле Лоррен-Дитрих — 102,3 *км/час*, 4) Барилье на автомобиле Бразье — 102,1 *км/час* и 5) Габриель на автомобиле Лоррен-Дитрих — 102 *км/час*.

Таблица 2

Результаты серии гонок в Бельгийских Арденнах (Circuit des Ardennes)

Год	Класс (по весу в *кг*)	Фирма автомобиля, занявшего первое место	Мощность автомобиля в *л. с.*	Гонщик	Дистанция в *км*	Средняя скорость в *км/час*
1902	До 1000 „ 650 „ 400	Панар-Левассор Тоброн Брийе Корр	70	Ч. Джарротт Риголли Корр	513 513 513	86,93 76,49 53,5
1903	До 1000 „ 650 „ 400	Панар-Левассор Даррак Даррак	70	П.де-Кравез П. Бара Вагнер	500 „ „	87 — —
1904	До 1000 „ 650	Панар-Левассор Даррак	90	Хис Де-ла-Тулубр	600 „	92 77
1905	До 1000 „ 400	Даррак Даррак	80	В. Эмери Вагнер	600 240	100,5 —
1906	До 1000	Лоррен-Дитрих	120	А. Дюре	600	106,3
1907	—	Минерва	40	М. Брабазон	600	96,17

Примечание. Гонки проводились по замкнутому маршруту длиной около 85 *км* без „нейтрализованных" участков.

Гонки на 1 *км* для выяснения максимальной скорости и установления абсолютного рекорда скорости начались с 1898 г. История абсолютного рекорда дана в главе IX; здесь мы рассматриваем историю дорожных гонок, имеющих более существенное значение для автомобильной техники.

В начале столетия начинаются рекордные заезды на бóльшие дистанции; в них достигают бóльших скоростей, чем в дорожных гонках. В 1905 г. Флетчер на автомобиле Лоррен-Дитрих установил рекорд на 100 миль (160 *км*), пройдя дистанцию со средней скоростью 123,6 *км/час*. Автомобиль Лоррен-Дитрих принадлежал к классу 1000 *кг* и имел четырехцилиндровый двигатель ($4 \times 155 \times 170$) мощностью 80 *л. с.* Каждый цилиндр имел четыре автоматических впускных клапана; зажигание осуществлялось от магнето низкого напряжения на отрыв. Трансмиссия состояла из четырехступенчатой коробки передач (без прямой передачи) и цепной передачи к задним колесам.

2. ГОНКИ НА КУБОК ГОРДОН БЕННЕТТА

В 1899 г. Дж. Гордон Беннетт, владелец газеты „New Uork Herald", пожертвовал кубок в качестве переходящего приза для международной автомобильной гонки. Характер гонки на кубок Гордон Беннетта определялся следующими правилами:

1. Каждый национальный клуб как представитель своей страны записывает не более трех автомобилей. Благодаря этому положению гонки приобретают международное значение.

2. Вес автомобиля должен заключаться в пределах 400—1000 *кг*.

3. Все детали автомобиля должны быть изготовлены в той стране, которая выставляет его на гонки.

4. Водитель должен быть членом национального клуба, записывающего автомобиль.

5. Дистанция гонок 550—650 *км*.

6. Гонки не делятся на этапы.

7. Дистанция может быть открытой (между двумя городами) или замкнутой; в последнем случае длина одного круга не менее 125 *км*.

8. Клуб, представители которого вышли из гонок победителями, в следующем году устраивает состязание в своей стране.

9. Первые гонки должны состояться во Франции.

10. Если национальный клуб, выигравший гонки, не может организовать следующих гонок в своей стране, то состязание должно состояться во Франции.

Гонки на кубок Гордон Беннетта состоялись шесть раз (1900—1905 гг.). Результаты и технические характеристики некоторых конкурентов приведены в табл. 3. Первые три года число участников было ограниченным, зато последние три гонки стали центральным событием автомобильного спорта; число участников достигло возможного максимума, потому что были представлены все страны с развитым автомобильным производством.

Для отбора представителей на гонки Гордон Беннетта в некоторых странах устраивали предварительные состязания. Во Франции до 1904 г. конкуренты на гонки назначались Торговой палатой по ее усмотрению. Такой способ отбора вызывал много нареканий и усиленный ажиотаж. Многие фабриканты и конструкторы считали себя вполне подготовленными, чтобы защищать честь французской промышленности на гонках Гордон Беннетта. Поэтому во Франции в 1904 и 1905 гг. были сначала проведены отборочные состязания. По техническому составу конкурентов они представляли не меньший интерес, чем самые гонки на кубок. Исключительный успех в отборочных состязаниях и в последних гонках Гордон Беннетта выпал на долю инженера-конструктора Бразье (Brasier) и его гонщика Леона Тери, четыре раза подряд одержавшего победу при сильнейшей французской и интернациональной конкуренции. Первое отборочное состязание 1904 г., проведенное на дистанции 562 *км*, дало следующие результаты:

1. Бразье (Л. Тери)[1] — средняя скорость 99,5 *км/час*.
2. Морс (Саллерон) — средняя скорость 93,9 *км/час*.
3. Тюрка Мери (Ружье) — средняя скорость 92,6 *км/час*.

В 1905 г. отборочное состязание и гонки на кубок Гордон Беннетта состоялись на очень трудном горном маршруте в Оверни. Результат был для фирмы Бразье еще более убедительным:

1) Бразье (Л. Тери) — средняя скорость 72,55 *км/час* на дистанции 549 *км*;
2) Бразье (Кайуа);
3) де-Дитрих (А. Дюре).

Первый приз в гонках на кубок Гордон Беннетта в 1904 г. получил, как уже сказано, автомобиль Бразье (фиг. 3). Он может считаться типичным представителем специально гоночных автомобилей первого периода их существования (1900 — 1910 гг.); некоторые детали его устройства, приведенные ниже, характеризуют конструктивное направление той эпохи.

Автомобиль Бразье имел четырехцилиндровый двигатель, состоявший из двух блоков по два цилиндра. Клапаны боковые односторонние. Диаметр цилиндра 150 *мм*, ход поршня 140 *мм*, что соответствует рабочему объему около 10 *л*. При 1200 об/мин мощность 80 *л. с.* Для ограничения числа оборотов был предусмотрен центробежный регулятор. Зажигание на отрыв от магнето низкого напряжения. Водяное охлаждение с помпой, приводившейся в движение фрикционным шкивом от маховика двигателя. Тяга воздуха через радиатор поддерживалась вентилятором. Смазку всех трущихся частей двигателя обеспечивал лубрикатор с десятью помпами, расположенный на передней доске (где обычно помещали контрольные приборы). Передача к лубрикатору от двигателя — карданным валиком. Запуск десятилитрового двигателя от руки — операция, требующая большой физической силы, — облегчался специальным декомпрессионным устройством. Сцепление прямым конусом. При полном отпускании педали сцепления включалась кулачковая муфта, которая

[1] В скобках фамилия водителя.

Таблица 3

Результаты гонок на кубок Гордон Беннетта в 1900—1905 гг.

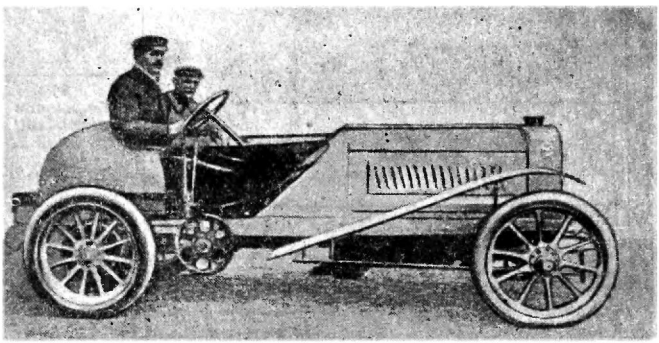
Год	Призовое место	Фирма автомобиля	Гонщик	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость в *км/час*	Мощность в *л. с.*	Полная дистанция в *км*	Число кругов / Длина круга в *км*	Количество участвовавших автомобилей	Количество участвовавших фирм	Количество участвовавших стран	Место гонки
1900	I	Панар-Левассор	Ф. Шаррон	9 : 9	61,80	20	566	—	9	6	5	Париж-Лион
	II	„ „	Жирардо	10 : 36	53,30	20						
1901	I	„ „	„	8 : 51 : 59	62,50	40	555	—	4	3	2	Париж-Бордо
1902	I	Непир	С. Ф. Эдж	10 : 41 : 58	55,00	40	590	—	4	4	2	Париж-Иннсбрук
1903	I	Мерседес	К. Иенатци	6 : 39	89,18	60	593	4 / 148	12	6	4	Ирландия
	II	Панар-Левассор	Р. де-Книфф	6 : 50 : 40	86,63	70						
	III	„ „	А. Фарман	6 : 51 : 44	86,42	70						
1904	I	Бразье	Л. Тери	5 : 50 : 8	96,18	80	560	4 / 140	18	9	6	Таунус
	II	Мерседес	К. Иенатци	6 : 1 : 28	93,00	90						
	III	„	П. де-Катерс	6 : 46 : 31	83,00	90						
1905	I	Бразье	Л. Тери	7 : 2 : 42	78,42	96	549	4 / 138	18	8	6	Овернь
	II	Фиат	Ф. Наццаро	7 : 19 : 9	75,34	110						
	III	„	Каньо	7 : 21 : 22	74,69	110						

Техническая характеристика двигателей

№ по пор.	Год	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в *мм*	Ход поршня в *мм*	Раб. объем в *л*	Раб. объем одного цилиндра в *л.*	Отношение хода к диаметру цилиндра *S/D*	Мощность в *л. с.*	Число оборотов в минуту	Среднее эффективное давление в *кг/см²*	Литровая мощность в *л. с./л*	Средняя скорость поршня в *м/сек*	Максимальная скорость автомобиля в *км/час*
1	1904	Бразье	4	150	140	10,0	2,5	0,93	80	1200	6,0	8,00	5,6	135
2	1905	„	4	160	140	11,2	2,8	0,88	96	1200	6,4	8,60	5,6	—
3		Фиат	4	180	150	15,2	3,8	0,83	110	1200	5,4	7,25	6,0	—

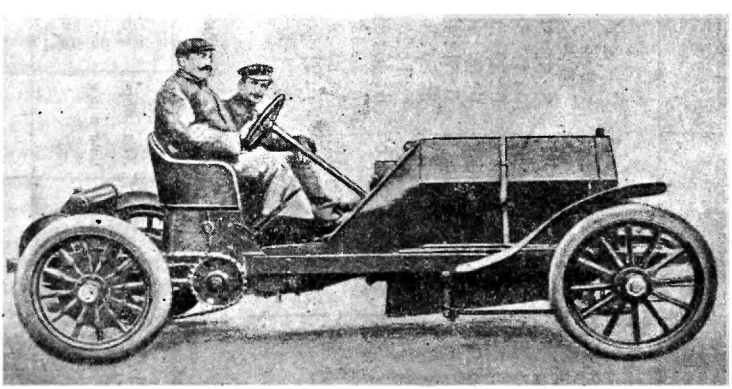
Примечание. Распределительный механизм двигателей автомобилей № 1 и 2 имеет односторонние боковые клапаны.

разгружала конус от передачи крутящего момента во избежание буксования и износа кожаной фрикционной обшивки конуса. Коробка передач, укрепленная на раме отдельно от двигателя, имела три передачи, задний ход и главную коническую передачу с диференциалом, от которой вращение передавалось задним колесам посредством цепей. Пустотелые трубчатые оси из никелевой стали были подвешены на четырех полуэллиптических рессорах к штампованной раме из балок швеллерного сечения.



Фиг. 3. Гоночный автомобиль Бразье. Первое место в гонках на кубок Гордон-Беннетта 1904 г. (табл. 3, № 1).

На автомобиле Бразье в первый раз были применены фрикционные амортизаторы типа Трюффо (Truffault). Один тормоз действовал на диференциал, второй на задние колеса. Колеса артиллерийского типа с деревянными спицами вращались на шарикоподшипниках (стандартные автомобили часто имели бронзовые втулки). Размер передних шин 810×90 *мм*, задних — 820×120 *мм*. Бак для топлива объемом 125 *л* одновременно служил сиденьем для гонщика и механика и в соответствии с этим имел особую форму. Вес незаправленного автомобиля 950 *кг*. Максимальная скорость 135 *км/час*. Расход топлива 25 *л* на 100 *км* пути.



Фиг. 4. Гоночный автомобиль Фиат. Второе и третье места в гонках на кубок Гордон-Беннетта 1905 г. (табл. 3, № 3).

Автомобиль Бразье отличался исключительной регулярностью хода и надежностью; эти качества облегчили победу в большей степени, чем максимальная скорость. Разница во времени прохождения четырех кругов гонок на кубок Гордон Беннетта была меньше 1 минуты. К 1900—1903 гг. конструкция гоночных автомобилей стабилизировалась и, сохраняя сходство с таковой у нормальных автомобилей, приняла классические формы, мало изменившиеся до наших дней. Различие существовало только в трансмиссиях в зависимости от того, применялись ли цепи или

карданный вал. Широкое распространение получило мнение, что для быстроходных и мощных автомобилей предпочтительно иметь цепную передачу. По утверждению сторонников этой идеи, автомобили с цепной передачей лучше держат дорогу, меньше изнашивают шины и дают возможность легче менять передаточное отношение в главной передаче. Несмотря на это, многие фирмы, как например, Рено (Renault) и Клеман Байар (Clement—Bayard), упорно придерживались карданной передачи.

3. БОЛЬШОЙ ПРИЗ АВТОМОБИЛЬНОГО КЛУБА ФРАНЦИИ ДО ПЕРВОЙ МИРОВОЙ ВОЙНЫ

Международные гонки на кубок Гордон Беннетта, правильно организованные в спортивном отношении, не вполне соответствовали интересам промышленности. Страны с развитой автомобильной промышленностью были поставлены в одинаковые условия с малыми странами, выпускавшими ничтожное количество автомобилей (Бельгия, Швейцария). В одной Франции десятки автомобильных фирм хотели участвовать в международных состязаниях. Учитывая эти обстоятельства, АКФ в 1905 г. отказался от дальнейшего участия в гонках, основанных на равенстве числа представителей от каждой страны, и вернул кубок Гордон Беннетту. Одновременно АКФ объявил о своем намерении организовать в 1906 г. международную гонку под названием „Большой приз АКФ" (Grand Prix de l' A. C. F.) без ограничения числа фирм, представляющих одну страну. Гонки на Большой приз АКФ, как международное соревнование, существовали до второй империалистической войны. Это наиболее старое автомобильное состязание классического типа. Изложение истории автомобильного спорта периода 1906—1939 гг. построено нами на разборе результатов и регламентации Большого приза АКФ по следующим соображениям:

1. Большой приз АКФ всегда привлекал технически сильную конкуренцию из разных стран. Автомобили, построенные для Большого приза АКФ, обычно принимали участие и в других крупных автомобильных гонках.

2. Желая использовать автомобильный спорт как экспериментальную базу для промышленности, АКФ занимался разработкой технических ограничений для машин, допускаемых к гонкам. Совокупность технических ограничений, налагаемых на участников состязаний, принято обозначать термином „гоночная формула". Чаще всего гоночная формула ограничивает рабочий объем двигателя (литраж), вес автомобиля, размеры и тип кузова, иногда — расход топлива. Известны периоды, когда ограничению подвергалась часть перечисленных параметров, в некоторых случаях в расчет принимался только один из них. Чтобы дать время для постройки и подготовки автомобилей, гоночную формулу обычно объявляют за 1—1,5 года до гонок. В течение 33 лет АКФ неоднократно менял содержание гоночной формулы в соответствии с запросами автомобильной промышленности. Гоночная формула сыграла существенную роль в развитии конструкции автомобиля.

Гоночная формула для первого Большого приза АКФ в 1906 г. разрешала максимальный вес незаправленного автомобиля 1000 *кг* для машин с зажиганием от бобины и 1007 *кг* при зажигании от магнето. Такое, на первый взгляд странное, разграничение по системе зажигания было сделано с целью способствовать распространению второй системы, сулившей целый ряд практических преимуществ. Конечно, 7 *кг* в пользу магнето не были обоснованы; магнето не может весить на 7 *кг* больше, чем бобина и батарея.

В 1906 г. в первый раз применялись съемные обода, имевшие большое значение потому, что многие гонщики меняли шины больше десяти раз и, следовательно, теряли на этом много времени. Ф. Зиз, получивший первый приз, на смену съемного обода затрачивал около 1 мин. 15 сек. При обычных же колесах считалась быстрой смена шины в 10 мин. при 5—6 предохранительных барашках (один через каждые две спицы), затруднявших снятие и надевание резины.

Дистанцию гонок разделили на две равные части по 600 *км*; на каждую половину отвели день, а в промежутке выдерживали режим закрытого парка. Средние скорости на маршруте с длинными прямыми участками и небольшим числом виражей оказались выше, чем в гонках на кубок Гордон Беннетта. В первый день П. Бара на автомобиле Бразье прошел один круг со средней скоростью 118,3 *км/час*,

Таблица 4

Результаты гонок на Большой приз АКФ 1906—1908 гг.

Год	Призовое место	Фирма автомобиля	Гонщик	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость в км/час	Полная дистанция в км	Число кругов / Длина одного круга в км	Количество участвовавших автомобилей	Количество участвовавших фирм	Место гонок
1906	I	Рено	Ф. Зиз	12 : 14 : 7	101,0	1238,16	12 / 103,18	32	12	Ле-Ман
	II	Фиат	Ф. Нацциро	12 : 46 : 26	97,0					
	III	Клеман-Байар	А. Клеман	12 : 49 : 46	96,5					
1907	I	Фиат	Ф. Нацциро	6 : 46 : 33	113,6	769	10 / 76,9	38	16	Дьепп
	II	Рено	Ф. Зиз	6 : 53 : 10	111,8					
	III	Бразье	П. Бара	7 : 5 : 5	108,6					
1908	I	Мерседес	К. Лаутеншлагер	6 : 55 : 43,8	111,0	769	10 / 76,9	43	17	»
	II	Бенц	В. Эмери	7 : 4 : 24	108,6					
	III	»	Анрио	7 : 5 : 13	108,6					

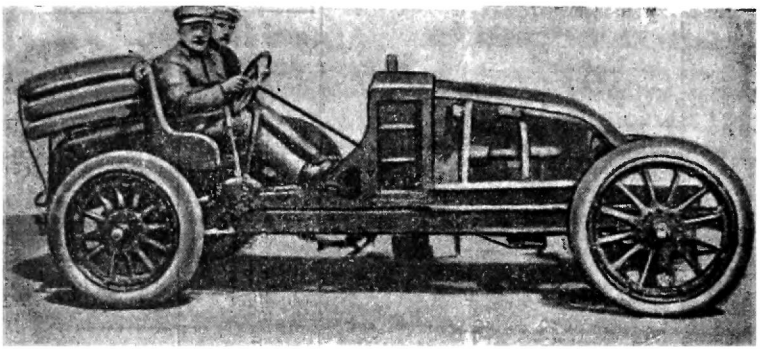
Техническая характеристика двигателей

№ по пор.	Год	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Раб. объем в л	Раб. объем одного цилиндра в л	Отношение хода к диаметру цилиндра S/D	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Среднее, эффективное давление в кг/см²	Литровая мощность в л. с./л.	Средняя скорость поршня в м/сек	Тип распределительного механизма	Максимальная скорость автомобиля в км/час
1	1906	Рено	4	165	150	12,80	3,200	0,91	105	1200	6,1	8,2	6,0	Односторонние боковые клапаны	148,5
2		Фиат	4	185	150	16,10	4,025	0,81	135	1300	5,8	8,4	6,5	Верхние клапаны	139,5
3		Клеман-Байар	4	160	160	12,80	3,200	1,00	125	1350	6,5	9,8	7,2	Односторонние боковые клапаны	124
4	1907	Фиат	4	180	150	15,28	3,820	0,83	130	1300	5,9	8,5	6,5	Верхние клапаны	—
5		Рено	4	165	150	12,80	3,200	0,91	115	1300	6,2	9,0	6,5	Односторонние боковые клапаны	—
6		Бразье	4	135	140	8,00	2,000	1,04	115	2080	6,2	14,4	9,7	Односторонние боковые клапаны	—
7	1908	Мерседес	4	155	170	12,80	3,200	1,10	120	1400	6,0	9,4	7,9	Один клапан над другим	163,5
8		Бенц	4	155	165	12,40	3,100	1,06	118	—	—	9,5	—	Верхние клапаны	—

на следующий день лучшее время показал Ф. Наццаро на автомобиле Фиат со средней скоростью 128,6 *км/час* (на одном круге).

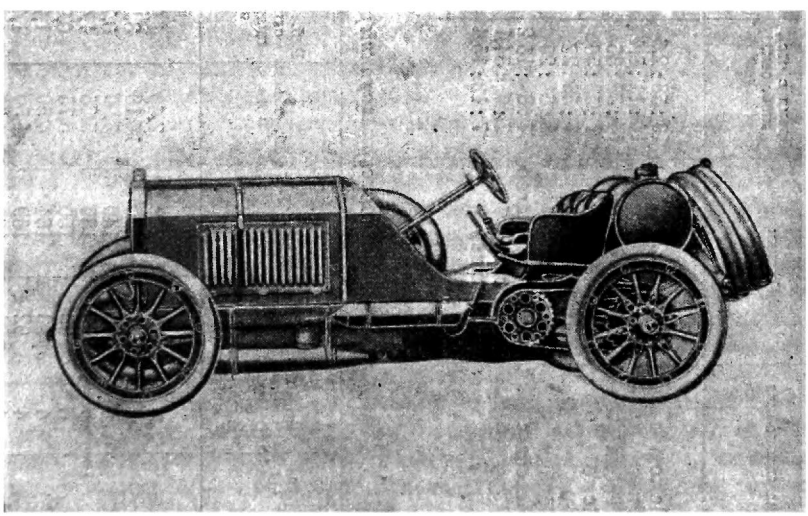
Результаты гонок за 1906—1908 гг. и технические характеристики даны в табл. 4.

В этот период была введена отличительная окраска гоночных автомобилей в интернациональных гонках. Французским автомобилям был присвоен синий цвет,



Фиг. 5. Гоночный автомобиль Рено. Первое место в гонках на Большой приз АКФ 1906 г. (табл. 4, № 1).

английским — зеленый, германским — белый, итальянским — красный; представители других стран пользовались комбинациями двух цветов. Такая окраска стала традиционной и сохранилась без изменения до второй мировой войны.



Фиг. 6. Гоночный автомобиль Бенц. Второе и третье места в гонках на Большой приз АКФ 1908 г. (табл. 4, № 8).

Умение строить легкие и мощные автомобили было доведено до высокой степени совершенства в период ограничения максимального веса (1902—1906 гг). Широко применялись легированные стали, легкие сплавы, практиковалось высверливание многочисленных отверстий для облегчения, придававших рамам и другим деталям кружевной вид. В то же время было отмечено, что размер и мощность двигателей часто находятся в диспропорции с прочностью ходовых частей, от которых зависит безопасность при езде с высокой скоростью. Максимальная скорость лучших образцов автомобилей весом 1000 *кг* достигала 150 *км/час*.

Таблица 5

Результаты гонок на Большой приз АКФ 1912—1914 гг.

Год	Призовое место	Фирма автомобиля	Гонщик	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость в км/час	Полная дистанция в км	Число кругов / Длина 1 круга в км	Количество участвовавших автомобилей	Количество участвовавших фирм	Место гонок
1912	I	Пежо	Ж. Буалло	13:58:2,6	110,26	1540	10/77	12	5	Дьепп
	II	Фиат	Л. Вагнер	14:11:8,4	108,50					
	III	Сёнбим	В. Ригаль	14:38:36	105,20					
1913	I	Пежо	Ж. Буалло	7:53:56	116,00	916,8	29/31,62	20	8	Амьен
	II	»	Ж. Гу	7:56:22	115,00					
	III	Сёнбим	Ж. Шассань	8:6:20	113,00					
1914	I	Мерседес	К. Лаутеншлагер	7:8:18,2	105,50	752,62	20/37,63	37	13	Лион
	II	»	Л. Вагнер	7:9:54,1	105,00					
	III	»	О. Зальцер	7:13:15,4	104,00					

Техническая характеристика двигателей

№ по пор.	Год	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Раб. объем в л	Раб. объем одного цилиндра в л	Отношение хода к диаметру цилиндра S/D	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Среднее эффективное давление в кг/см²	Литровая мощность в л. с./л	Средняя скорость поршня в м/сек	Максимальная скорость в км/час
1	1912	Пежо	4	110	200	7,60	1,900	1,82	175	2200	9,4	23,0	14,7	190
2		Фиат	4	150	200	14,10	3,525	1,33	—	—	—	—	—	180
3		Сёнбим	4	80	149	3,00	0,750	1,86	72	—	—	24,0	—	136
4	1913	Пежо	4	100	180	5,65	1,430	1,80	124	2200	9,0	22,0	13,2	170
5		Сёнбим	6	90	150	5,75	0,960	1,67	—	—	—	—	—	141
6	1914	Мерседес	4	93	164	4,50	1,125	1,76	115	3200	7,2	25,5	17,5	190
7		Пежо	4	92	169	4,50	1,125	1,84	110	3000	7,3	24,5	16,9	—
8		Делаж	4	94	160	4,50	1,125	1,70	—	3000	—	—	16,0	—

Примечание. Распределительный механизм двигателей № 1, 4, 7 имеет два верхних распределительных вала, двигателей № 2, 6, 8 — один верхний распределительный вал, двигателей № 3, 5 — боковые односторонние клапаны.

Считая технические возможности автомобилей данного веса исчерпанными, АКФ ввел для 1907 г. гоночную формулу, основанную на ограничении расхода топлива. Идея такой формулы сводится к выдаче одинакового запаса энергии, заключенной в топливе, всем конкурентам. Верх одерживает тот, кто за наиболее короткий промежуток времени сумеет превратить в полезную работу возможно бо́льшую часть предоставленного ему запаса энергии, иными словами, получит лучший коэфициент полезного действия при максимальной скорости движения. До сих пор многие технические авторитеты рассматривают такой способ регламентации автомобильных гонок как единственно правильный. В качестве нормы назначили 30 *л* на 100 *км*. Такой расход позволил сохранить большие 12—15-литровые двигатели, хотя некоторые фирмы сочли необходимым уменьшить литраж, опасаясь застрять в пути из-за недостатка топлива. Победитель Фиат (Fiat) после гонки сохранил 11 *л* бензина, второй, Рено — 30 *л*, третий, Бразье — 38 *л*. Сопоставляя эти цифры с литражем двигателей (табл. 4), можно заключить, что конструкторы Рено и Бразье недооценили экономичность своих машин. В гоночной формуле 1908 г. отразилась тенденция к увеличению длинноходности двигателей (увеличение отношения S/D). Требования формулы сводятся к ограничению диаметра цилиндров при полной свободе выбора хода поршня. Для четырехцилиндровых двигателей $D_{max} = 155$ *мм*, для шестицилиндровых — 127,6 *мм* и для восьмицилиндровых — 110 *мм*. Эти значения дают одинаковую общую площадь поршней. Во избежание неоправданной экономии в весе автомобиля в целом был установлен минимальный вес — 1100 *кг* (незаправленный автомобиль). В выборе отношения хода к диаметру конструкторы проявили осторожность: у большинства двигателей S/D немного больше единицы в отличие от прошлых лет, когда S/D было меньше единицы для получения малого веса двигателя.

К этому времени относится начало применения на гоночных двигателях верхних клапанов в сочетании с полусферическими камерами сгорания (Бенц, Клеман-Байар). Тогда же широко вводится в практику зажигание от магнето высокого напряжения на свечи.

В 1909—1911 гг. Большой приз АКФ не состоялся вследствие разногласий, возникших при составлении гоночной формулы, и отсутствия достаточной поддержки со стороны автомобильных заводов.

В 1912 г. АКФ был вынужден применить „свободную формулу" (formule libre), т. е. отказаться от каких бы то ни было технических ограничений, чтобы собрать минимальное допустимое число участников и провести хоть какие-нибудь гонки. Из технических усовершенствований отметим съемные колеса типа Рудж Витворт, которыми пользовались почти все конкуренты, сократившие до минимума время, необходимое для замены поврежденной резины. Длинноходность двигателей увеличилась (табл. 5). Автомобиль Пежо (фиг. 7) имел по четыре верхних клапана на цилиндр, управляемых двумя распределительными валами, расположенными над головкой. Эта схема сохраняется до сих пор и остается наиболее характерной особенностью конструкции гоночного двигателя.

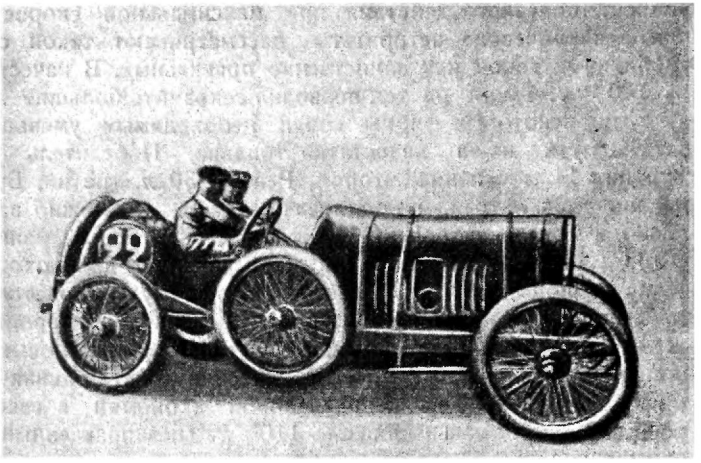
Борьба между сторонниками цепной и карданной передач закончилась в пользу второй; 14-литровый Фиат был последним автомобилем с цепной передачей в гонках на Большой приз АКФ. Вместе с цепной передачей отошли в прошлое большие тихоходные двигатели; впоследствии рабочий объем дорожно-гоночных автомобилей никогда не превышал 6 *л*.

В 1913 г. АКФ вернулся к ограничению расхода топлива. По гоночной формуле норма расхода была установлена 20 *л* на 100 *км* и вес незаправленного автомобиля 800—1100 *кг*. К гонке допускались автомобили с числом цилиндров не менее четырех, снабженные двухместным кузовом с цилиндрическим бензиновым баком длиной 1 *м*, расположенным за сиденьем водителя. Установка на бак обтекателей для уменьшения сопротивления воздуха не разрешалась.

Участники гонки 1913 г. показали отличную экономичность при высокой средней скорости. Двигатель автомобиля Пежо (фиг. 8) расходовал 188 *г/л. с.* в час. Эта цифра выдерживает сравнение с нормами расхода современных автомобильных дизелей. Пришедший первым автомобиль Пежо сохранил 22 *л* топлива, пришедший вторым — 28 *л*.

Гоночная формула 1914 г. имела основным фактором рабочий объем двигателя. Максимальный объем назначили 4,5 *л*, максимальный вес — 1100 *кг*.

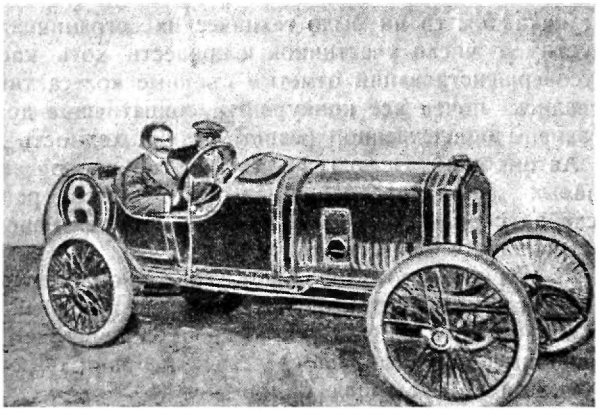
Состав участников был исключительно сильным количественно и качественно. Двигатели всех фирм имели полусферические камеры сгорания и верхние клапаны за исключением одного бесклапанного двигателя. Из 13 фирм 10 имели головки



Фиг. 7. Гоночный автомобиль Пежо. Первое место в гонках на Большой приз АКФ 1912 г. (табл. 5, № 1).

цилиндров с четырьмя клапанами, одна с тремя и одна с двумя. Автомобили четырех фирм имели торможение на передние и задние колеса. Вес автомобилей колебался между 900 и 1050 *кг*.

После острой борьбы с Пежо первые три приза получил автомобиль Мерседес (Mercedes) (фиг. 9), по быстроходности равноценный Пежо, но более выносливый



Фиг. 8. Гоночный автомобиль Пежо. Первое место в гонках на Большой приз АКФ 1913 г. (табл. 5, № 4.)

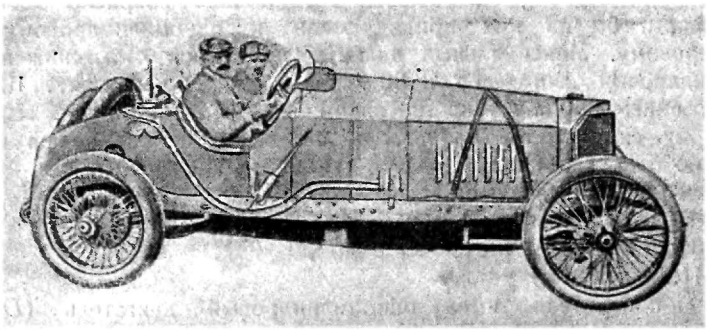
и надежный. Торможение передних колес показало свои преимущества: на участках с многими поворотами автомобили с передними тормозами неизменно показывали более высокую среднюю скорость.

Ограничение литража способствовало очередному увеличению литровой мощности (табл. 5).

Гонки на Большой приз АКФ не следует смешивать с гонками на Большой приз Франции, состоявшимися трижды по принципу свободной формулы. В этих гонках принимали участие лучшие автомобильные заводы разных стран, но боль-

шего успеха добились французские фирмы. Лучший результат в гонках на Большой приз Франции показали следующие автомобили:

1911 г. Фиат (4 × 130 × 180, В. Эмери) 7 час. 6 мин. 30 сек., дистанция 650 *км* (в Ле Ман), средняя скорость 91,26 *км/час.*



Фиг. 9. Гоночный автомобиль Мерседес. Первое, второе и третье места в гонках на Большой приз АКФ 1914 г. (табл. 5, № 6).

1912 г. Пежо (4 × 110 × 200, Ж. Гу), дистанция 650 *км* (в Ле Ман), 5 час. 31 мин. 54,6 сек., средняя скорость 117 *км/час.*

1913 г. Делаж (4 × 105 × 180, Бабло) 4 час. 21 мин. 50 сек., дистанция 540 *км* (в Ле Ман), средняя скорость 123,75 *км/час.*

4. ГОНКИ НА КУБОК МАЛЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Кроме Большого приза АКФ, значительный интерес представляли гонки на „Кубок малых автомобилей" (Coupe des voiturettes), организованные во Франции в 1905—1913 гг. Под малыми автомобилями в то время подразумевались автомобили небольшого веса, преимущественно снабженные одно- или двухцилиндровыми двигателями, отличавшиеся низкой стоимостью и, следовательно, получившие большое распространение. В эту эпоху стало общепризнанным фактом, что основной тип автомобиля—легкая экономичная машина, рассчитанная на массового потребителя. Исходя из этих соображений, спортивная газета „Auto" по инициативе известного специалиста в вопросах автомобильной техники инженера Ш. Фару (Ch. Faroux) учредила в 1905 г. гонки на „Кубок малых автомобилей". Малые автомобили в то время в большинстве случаев имели рабочий объем двигателя 1,5—3 *л.* Именно автомобили этой категории следует считать предшественниками конструкций, появившихся в послевоенный период 1921—1934 и 1938—1939 гг. и имевших примерно тот же литраж.

Первые гонки в 1905 г. привлекли 13 участников от 7 фирм. Участники должны были пройти шесть однодневных этапов по 200 *км* каждый. На шестом этапе недружелюбное к автомобилистам местное население организовало проколы шин. Пришлось объявить состязание аннулированным.

В 1906 г. в гонках приняли участие 29 автомобилей. К гонкам допускались автомобили с одноцилиндровыми двигателями с диаметром цилиндра не более 120 *мм* и с двухцилиндровыми с диаметром не более 90 *мм*. Разница в диаметрах у отдельных конкурентов компенсировалась весом автомобиля. Кузовы должны были иметь два места. Выбор диаметра цилиндров как основного регламентирующего фактора был предложен Фару для того, чтобы заставить конструкторов работать над усовершенствованием длинноходных двигателей. Фару был одним из самых горячих сторонников длинноходных двигателей и считал увеличение хода поршня основным средством для увеличения коэфициента полезного действия и мощности двигателя. По замыслу организаторов гонок, первые шесть однодневных этапов по 200 *км* представляли собой испытание на выносливость. На протяжении этих шести этапов нужно было выдержать норму скорости 30 *км/час*. Выдержавшие норму допускались к финальной гонке на 250 *км*. В финальной гонке победу одержал автомобиль

Сизер-Ноден (Sizaire Naudin) с одноцилиндровым двигателем ($D = 120$ *мм*), закончивший дистанцию в 4 час. 7 сек. со средней скоростью 58,6 *км/час* (гонщик Сизер). Второй приз получил Делаж (Delage), одноцилиндровый, $D = 106$ *мм*, время 4 час. 5 мин. 40 сек.; третий — Лион Пежо (Lion Peugeot), одноцилиндровый — 4 час. 14 мин. 41 сек.

В 1907 г. количество участвовавших автомобилей возросло до 56, представлявших 30 фирм. 50 из них принадлежали к одноцилиндровому типу, 6 — к двухцилиндровому. Максимальный диаметр цилиндров был снижен до 100 *мм* для одноцилиндровых двигателей и 80 *мм* для двухцилиндровых. Шесть этапов общим протяжением 950 *км* успешно закончили 40 автомобилей, выдержав предписанную норму скорости 30 *км/час*. Впоследствии испытание на выносливость было оставлено и сохранились только гонки. Финальные гонки на расстояние 304 *км* (9 кругов) дали следующие результаты:

1. Сизер-Ноден (Ноден) — средняя скорость 65,5 *км/час*.
2. Сизер-Ноден (Сизер) отстал на 2 мин.
3. Лион Пежо (Ж. Гу).

Автомобиль-победитель имел одноцилиндровый двигатель ($D = 100$ *мм*, $S = 150$ *мм*; литраж 1,18 *л*).

В 1908 г. на старт явились 33 автомобиля. Гоночная формула была оставлена без изменений. На этот раз впервые один из автомобилей имел четырехцилиндровый двигатель, для которого допускался максимальный диаметр цилиндра 65 *мм*. Результат гонок на 400 *км*:

1. Сизер-Ноден (Ноден) 5 час. 14 мин. 8 сек.; средняя скорость 76,43 *км/час* (одноцилиндровый, 12 *л. с.*).
2. Сизер Ноден (Сизер) отстал на 7 мин.
3. Лион Пежо (Ж. Гу).

Кроме того, в 1908 г. малые автомобили продемонстрировали свои качества в гонках на Большой приз малых автомобилей (Grand Prix des voiturettes), организованных одновременно с гонками на Большой приз АКФ. В этих гонках на дистанции 462 *км* лучший результат показал Гио на одноцилиндровом (100×160, 1,25 *л*) автомобиле Делаж мощностью 18 *л. с.* со средней скоростью 80,5 *км/час*.

В 1909 г. ограничили не только диаметр цилиндра, но и ход поршня. Крайними допустимыми значениями этих размеров для одноцилиндровых двигателей установили $D = 100$ *мм*, $S = 250$ *мм* ($S/D = 2{,}5$) и $D = 120$ *мм*, $S = 120$ *мм* ($S/D = 1$). Каждому значению диаметра цилиндра между 100 и 120 *мм* соответствовало некоторое значение хода поршня в пределах 250—120 *мм*. Следует заметить, что крайние размеры D и S дают различный рабочий объем цилиндра. Так, для $D = 100$ *мм* и $S = 250$ *мм* рабочий объем $V_h = 1{,}96$ *л*; для $D = 120$ *мм* и $S = 120$ *мм* $V_h = 1{,}36$ *л*. Таким образом, гоночная формула составлена в пользу длинноходных двигателей. Поэтому неудивительно, что большинство конкурентов предпочитало малые диаметры цилиндров. Аналогичным путем регламентировали размеры двух- и четырехцилиндровых двигателей. Крайние размеры для двухцилиндровых двигателей были $D = 80$ *мм*, $S = 192$ *мм* ($S/D = 2{,}4$; $V_h = 1{,}93$ *л*) и $D = 95$ *мм*, $S = 95$ *мм* ($S/D = 1$; $V_h = 1{,}35$ *л*). Для четырехцилиндровых $D = 65$ *мм*, $S = 140$ *мм* ($S/D = 2{,}16$; $V_h = 1{,}86$ *л*) и $D = 75$ *мм*, $S = 75$ *мм* ($S/D = 1$; $V_h = 1{,}33$ *л*). В табл. 6 дана сводка допускавшихся размеров цилиндров. Пять фирм применяли четырехцилиндровые двигатели; три — одноцилиндровые; два первых места заняли автомобили Лион Пежо с одно- и двухцилиндровыми двигателями.

Минимальный вес незаправленного автомобиля был установлен 600 *кг*. Гонки состоялись на дорожном кольце длиной 37,875 *км* у города Булонь-сюр-Мер. Полный путь — 12 кругов — 454,5 *км*. Результат:

1. Лион Пежо (Джиуппоне) — одноцилиндровый, $D = 100$ *мм*, $S = 250$ *мм*, 5 час. 56 мин., 29,6 сек., средняя скорость 76,4 *км/час*.
2. Лион Пежо (Ж. Гу) — двухцилиндровый, $D = 80$ *мм*, $S = 192$ *мм*, 6 час. 2 мин 5,8 сек.
3. Ле Ги (Тома) — одноцилиндровый, $D = 104$ *мм*, $S = 213$ *мм*, 6 час. 14 мин. 13,6 сек.

Почти все автомобили (общим числом 22) имели карданную передачу, только фирма Лион Пежо предпочла цепную.

Допустимые размеры двигателей по гоночной формуле 1909 г. (для гонок на Кубок малых автомобилей)

Одноцилиндровые			Двухцилиндровые			Четырехцилиндровые		
$D \times S$	Литраж V_h	S/D	$D \times S$	Литраж V_h	S/D	$D \times S$	Литраж V_h	S/D
100×250	1,96	2,50	80×192	1,93	2,4	65×140	1,86	2,16
101×238	1,9	2,36	81×182	1,87	2,24	66×132	1,81	2,00
102×230	1,88	2,26	82×173	1,83	2,11	67×125	1,76	1,87
103×222	1,85	2,16	83×165	1,79	1,99	68×118	1,71	1,74
104×213	1,81	2,04	84×157	1,74	1,87	69×111	1,66	1,61
105×205	1,77	1,95	85×150	1,7	1,77	70×105	1,61	1,50
106×197	1,74	1,86	86×143	1,66	1,66	71×99	1,56	1,39
107×189	1,7	1,77	87×136	1,62	1,56	72×93	1,51	1,31
108×183	1,67	1,69	88×130	1,58	1,48	73×87	1,46	1,19
109×176	1,64	1,61	89×125	1,55	1,41	74×81	1,39	1,09
110×170	1,61	1,54	90×120	1,52	1,33	75×75	1,33	1,00
111×164	1,59	1,48	91×115	1,50	1,26			
112×159	1,56	1,42	92×110	1,46	1,20			
113×153	1,53	1,35	93×105	1,42	1,13			
114×148	1,51	1,3	94×100	1,39	1,06			
115×143	1,49	1,24	95×95	1,35	1,00			
116×138	1,46	1,19						
117×133	1,43	1,14						
118×128	1,40	1,08						
119×124	1,38	1,04						
120×120	1,36	1,00						

В 1910 г. в первый раз выявились преимущества многоцилиндровых двигателей. Гоночная формула 1910 г. ограничивала только максимальный диаметр цилиндров: 100 *мм* для одноцилиндровых, 80 *мм* для двухцилиндровых и 65 *мм* для четырехцилиндровых машин. Конструкторы воспользовались этим обстоятельством для того, чтобы еще увеличить ход поршня. В 1909—1910 гг. длинноходность двигателей достигла невиданных размеров. Отношение S/D нередко составляло 3,5—4. Разумеется, такое конструктивное направление было вызвано гоночной формулой, а не техническими преимуществами длинного хода поршня, имеющего сомнительную ценность. Чрезмерное увлечение длинноходностью объяснялось также распространением неправильного толкования влияния длины хода на коэфициент полезного действия двигателя. Основной принцип, сформулированный Гюльднером и привлекавший конструкторов, заключается в следующем: расширение продуктов сгорания должно быть кратковременным для уменьшения тепловых потерь, но протяженным в пространстве (Detente courte dans le temps, longue dans l'espace). Последнюю часть проблемы ошибочно считали возможным разрешить удлинением хода поршня, в то время как известно, что использование энергии расширяющихся газов зависит совсем не от длины хода, а от отношения объемов в конце и в начале расширения, иначе говоря, от степени сжатия. Можно удивляться, как мало внимания уделяли степени сжатия; в технических журналах до 1914 г. только в виде редкого исключения можно встретить сведения о степени сжатия или давлении в конце хода сжатия двигателя.

С точки зрения конструкторов того времени регламентация 1910 г. открывала возможность для увеличения рабочего объема двигателя путем удлинения хода поршня. Такой метод увеличения мощности несомненно является более простым средством, чем увеличение коэфициента полезного действия и числа оборотов двигателя при сохранении его рабочего объема.

В табл. 7 приведены технические характеристики некоторых автомобилей, принимавших участие в гонках на „Кубок малых автомобилей".

Длинноходные двигатели придавали автомобилям весьма своеобразный внешний вид. Капот двигателя имел такую высоту, что значительно суживал поле зрения водителя. Выпускные трубы от головки двигателя проходили над головами гон-

Таблица 7

Техническая характеристика некоторых автомобилей, принимавших участие в гонках на Кубок малых автомобилей

№ по пор.	Год	Фирма автомобиля	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в *мм*	Ход поршня в *мм*	Раб. объем в *л*	Раб. объем одного цилиндра в *л*	Отношение хода к диаметру цилиндра *S/D*	Мощность в *л. с.*	Число оборотов в мин	Среднее эффективное давление в *кг/см²*	Литровая мощность *л. с./л*	Средняя скорость поршня в *м/сек*	Тип распределительного механизма	Призовое место
1	1909	Лион Пежо . . .	1	100	250	1,96	1,96	2,50	33	—	—	17,0	—	—	I
2	1910	Испано Сюиза .	4	65	200	2,65	0,66	3,10	45	2300	6,65	17,0	15,3	б. д. к.	I, III
3	1910	Кор ла-Ликорн .	1	100	300	2,36	2,36	3,00	38	—	—	—	—	—	—
4	1910	Лион Пежо . . .	2	80	280	3,45	1,72	3,50	38	—	—	—	—	—	II
5	1910	„ . .	4	65	260	2,80	0,70	4,00	45	—	—	—	—	—	—
6	1910	Де-Базелер . . .	4	69	110	1,65	0,41	1,6	34	—	—	—	—	—	—
7	1910	Кальторп	4	65	170	2,26	0,56	2,62	38	—	—	—	—	—	—
8	1910	Кальторп	4	65	150	2,00	0,5	2,3	36	—	—	—	—	—	—
9	1910	Кор ла-Ликорн .	1	100	250	1,96	1,96	2,5	34	—	—	—	—	—	—
10	1911	Делаж	4	80	149	3,00	0,75	1,86	70	2250	9,30	23,3	11,2	в. к.	I, III
11	1911	Грегуар	4	80	149	3,00	0,75	1,86	70	2500	8,40	23,3	12,4	б д. к.	—
12	1911	Пежо	4	78	156	3,00	0,75	2,00	66	2400	—	22,0	12,5	в. к.	II
13	1911	Аррол Джонстон	4	85	130	3,00	0,75	1,53	50	2000	7,50	16,7	8,7	б. о. к.	—
14	1911	Воксхол	4	90	118	3,00	0,75	1,31	75	3000	7,50	25,0	11,8	б. д. к.	—
15	1911	Альсион	4	85	130	3,00	0,75	1,53	75	3000	7,50	25,0	13,0	в. к.	—
16	1912	Сёнбим	4	80	149	3,00	0,75	1,86	72	—	—	24,0	—	б. о. к.	I, II, III
17	1913	Пежо	4	78	156	3,00	0,75	2,00	90	3000	9,00	30,0	15,6	2 в. р. в.	I, II

Примечание. Автомобили Лион Пежо 1910 г. и Пежо 1911г. имеют V-образное расположение цилиндров, все остальные — рядное. Условные обозначения: б д. к. — боковые двухсторонние клапаны, в. к. — верхние клапаны, б. о. к. — боковые односторонние клапаны, 2 в. р. в. — два верхних распределительных вала.

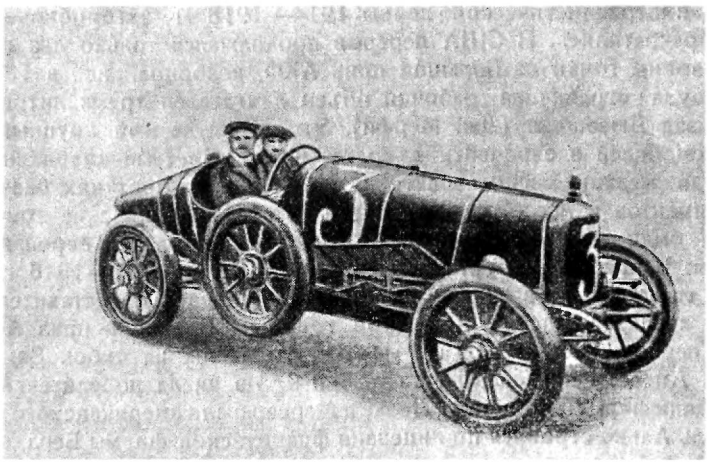
щика и механика. Высокое расположение центра тяжести ухудшало устойчивость автомобиля при поворотах.

Для гонок, в которых участвовало 17 конкурентов, был использован уже испытанный в 1909 г. маршрут (454,5 *км*). Призы распределились в следующем порядке:

1. Испано-Сюиза (Цуккарелли) 5 час. 4 мин. 50 сек., средняя скорость — 89,5 *км/час.*
2. Лион Пежо (Ж. Гу) — 5 час. 21 мин. 50 сек.
3. Испано-Сюиза (Ж. Шассань) — 5 час. 30 мин. 45 сек.

Максимальная скорость автомобиля Испано-Сюиза около 125 *км/час.*

Гоночная формула была вновь переработана в 1911 г., а гонки переименованы в „Кубок легких автомобилей" (Coupe des voitures légères). Рабочий объем двигателей ограничили 3 *л*; к гонкам допускались двигатели, имеющие не менее четырех цилиндров. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра должно было заключаться в пределах $1 < S/D < 2$. Этим мероприятием спортивная комиссия поставила предел увеличению отношения S/D. В виде исключения (если это соответствовало торговому каталогу фирмы) отношение S/D могло быть и больше двух. У большинства автомобилей отношение S/D попадало в интервал 1,5—2. Кроме того-



Фиг. 10. Гоночный автомобиль Сёнбим. Первое, второе и третье места в гонках на Кубок легких автомобилей 1912 г. (табл. 7).

комиссия установила минимальный вес незаправленного автомобиля 800 *кг*, минимальную ширину двухместных кузовов 1050 *мм* и потребовала, чтобы все автомобили имели подножки и крылья. В таком виде гоночная формула применялась и в 1912 и 1913 гг. (за исключением требования относительно подножек и крыльев, отмененного в 1912 г.). Формула 1911 г. отражала интересы промышленности, отличалась технической обоснованностью и привлекла 43 автомобиля от 17 фирм.

Дистанция в районе города Булонь-сюр-Мер была увеличена до 623,8 *км* — 2 кругов по 51,98 *км*. Результат гонок:

1. Делаж (Бабло) — 7 час. 2 мин. 52 сек., средняя скорость — 88,5 *км/час.*
2. Пежо (Ж. Буалло) — 7 час. 3 мин. 52 сек.
3. Делаж (Тома) — 7 час. 4 мин. 17 сек.

Характерным в конструкциях 1911 г. были съемные колеса; до 80% автомобилей имели съемные колеса, в большинстве случаев с проволочными спицами. Технические характеристики участников приведены в табл. 7.

Гонки 1912 г. были организованы под названием „Кубок газеты „L'Auto" (Coupe de l'Auto) одновременно с Большим призом АКФ на дорожном кольце у Дьеппа; 38 автомобилей, записанных от 16 фирм, должны были пройти по 10 кругов в два дня. При длине круга 77 *км* это составляет общую дистанцию 1540 *км*. Между финишем первого дня и стартом второго соблюдался режим закрытого

парка. Гонки закончились победой фирмы Сёнбим (Sunbeam), получившей первые три приза (фиг. 10):

1. Сёнбим (В. Ригаль) — 14 час. 38 мин. 36 сек., средняя скорость 105 *км/час*.
2. Сёнбим (Д. Реста) — 14 час. 56 мин. 51 сек.
3. Сёнбим (Мединге р) — 15 час. 59 мин. 41 сек.

Гонки 1913 г. состоялись на дорожном кольце, выбранном для гонок 1911 г., и имели ту же дистанцию. В этом состязании победу одержали автомобили Пежо, представлявшие собой уменьшенную копию гоночного автомобиля той же фирмы, занявшего первое место в Большом призе АКФ 1913 г. Результат гонок:

1. Пежо (Ж. Буалло) — 6 час. 7 мин. 40 сек., средняя скорость 105 *км/час*.
2. Пежо (Ж. Гу) — 6 час. 16 мин. 3 сек.
3. Сёнбим (Ли Гиннесс) — 6 час. 18 мин. 50 сек.

Табл. 7. дает представление о росте удельной мощности и быстроходности двигателей, принимавших участие в гонках на „Кубок малых автомобилей".

5. БОЛЬШОЙ ПРИЗ АВТОМОБИЛЬНОГО КЛУБА ФРАНЦИИ ЗА ПЕРИОД ОТ ПЕРВОЙ ДО ВТОРОЙ МИРОВОЙ ВОЙНЫ

Во время империалистической войны 1914—1918 гг. автомобильные гонки во всех странах прекратились. В США перерыв продолжался только два года (1917—1918). После войны гонки на Большой приз АКФ возобновились в 1921 г., когда гоночная формула ограничила рабочий объем двигателей тремя литрами. Лучший результат показал Дюзенберг (Дж. Мерфи). Это единственный крупный успех американских автомобилей в европейских состязаниях.[1] Богатые американские фирмы редко проявляли желание использовать автомобильный спорт как базу для технических экспериментов и исследований. В результате американские гоночные автомобили всегда были менее быстроходными и надежными, чем европейские. Серия гонок на кубок Вандербильта, организованная в США в 1904—1916 гг. и позднее в 1936—1937 гг., почти во всех случаях кончалась победой представителей Европы.

Такой же характер носили дорожные гонки на Большой приз Америки, состоявшиеся в период 1908—1916 гг. Результаты гонок на кубок Вандербильта и Большой приз Америки приведены в табл. 8 и 9. Из числа победителей этих гонок только автомобили фирм Локомобиль, Лозье и Мерсер были американского происхождения. Автомобиль Алько строился по лицензии французской фирмы Берлие. В то время в Америке усиленно копировали конструкцию европейских спортивных автомобилей. После первой мировой войны дорожные гонки в США прекратились, и вся спортивная деятельность была перенесена на автодромы.

Наиболее способные американские конструкторы спортивных автомобилей (H. Miller и F. Duesenberg) были лишены финансовой поддержки и не могли успешно сопротивляться европейской конкуренции. Успех американцев в 1921 г. объясняется неподготовленностью европейской промышленности, сильно пострадавшей во время войны. Существенное значение имел и длительный перерыв в работе над гоночными автомобилями; в США, как указано выше, перерыв был кратковременным.

Постановлением AIACR национальные автомобильные клубы получили право устраивать ежегодно в своей стране одни международные гонки на „Большой приз" (Grand Prix). Таким путем в период 1921—1930 гг. была создана целая система состязаний на Большой приз Германии, Швейцарии, Италии, Триполи, Чехословакии, Туниса, Монако и т. д. Все эти гонки подчиняются международной гоночной формуле, утверждаемой AIACR. Автомобильные фирмы, строящие гоночные автомобили,[2] обычно участвуют во всех этих гонках (шесть-восемь в сезоне). В основу организации состязаний на „Большой приз" положен многолетний опыт АКФ.

---

[1] Дюзенберг имел один из первых гоночных двигателей с восемью цилиндрами в ряд. В гонке на Большой приз АКФ 1921 г. Дюзенберг (110 *л. с.*) прошел дистанцию в 516 *км* со средней скоростью 125,7 *км/час*. Конкуренция состояла из 13 автомобилей от 5 фирм.

[2] В дальнейшем изложении под автомобилями типа Grand Prix (сокращенно G. P.) подразумеваются автомобили, построенные в соответствии с требованиями международной гоночной формулы.

Таблица 8

Результаты дорожных гонок на кубок Вандербильта (дистанция 500—600 *км*)

Год	Фирма автомобиля, занявшего первое место	Мощность в *л. с.*	Гонщик	Скорость в *км/час*
1904	Панар-Левассор	90	Хис	84,08
1905	Даррак	80	В. Эмери	99
1906	Даррак	100	Вагнер	98,86
1908	Локомобиль	100	Робертсон	103,47
1909	Алько	60	Грант	101,02
1910	Алько	—	Грант	105
1911	Лозье	—	Мельфорд	119
1912	Мерседес	—	Р. де-Пальма	111
1914	Мерседес	—	Р. де-Пальма	121
1915	Пежо	—	Д. Реста	108,5
1916	Пежо	—	Д. Реста	—
1936	Альфа Ромео	345	Т. Нуволари	106
1937	Ауто Унион	600	Б. Роземейер	132,84

Таблица 9

Результаты гонок на Большой приз Америки (дистанция 500—600 *км*)

Год	Фирма автомобиля, занявшего первое место	Гонщик	Скорость в *км/час*
1908	Фиат (110 *л. с.*)	Вагнер	104,76
1910	Бенц (4×185×200)	Брюс Броун	103,5
1911	Фиат	Брюс Броун	120
1912	Фиат	Брагг	112
1914	Мерсер	Пуллен	124
1915	Пежо	Д. Реста	90,5

С 1922 до 1925 г. включительно применялась гоночная формула, которой был установлен максимальный литраж 2 *л* при минимальном весе автомобиля 650 *кг*. За четыре года существования этой формулы автомобильные заводы выпустили много новых, более совершенных автомобилей (табл. 10, 11 и 12); двухлитровые двигатели достигли высокой степени своего развития. Норма веса была введена с целью сохранения аналогии между гоночными и обычными автомобилями. Такая предосторожность оказалась в значительной степени излишней, так как в то время изготовление сверхлегких конструкций еще не было изучено, и постройка автомобиля весом менее 650 *кг* представляла собой большие трудности. Почти все автомобили весили на 50—100 *кг* больше нормы (исключение — Фиат 1922 г.). Основные конструктивные изменения за период действия двухлитровой формулы — переход к восьми- и двенадцатицилиндровым двигателям и применение нагнетателей для принудительного питания двигателей. Начиная с 1924 г., когда Большой приз АКФ получил автомобиль Альфа Ромео (Alfa Romeo), все гонки выявляли преимущество двигателей с наддувом[1] и двигатели без наддува быстро сошли со сцены.

В 1926—1927 гг. признали целесообразным уменьшить максимальный литраж до 1,5 *л* и несколько увеличить минимальный вес.

В период действия формулы, устанавливавшей максимальный литраж 1,5 *л*, борьбу за первенство вели главным образом фирмы Бугатти, Тальбо и Делаж, причем наибольший успех имела последняя, получившая в 1927 г. звание чемпиона мира (фиг. 12). Автомобиль Бугатти (фиг. 11) обладал несколько меньшей мощностью; автомобиль Тальбо не уступал автомобилю Делаж в максимальной скорости, но чаще страдал от различных неисправностей.

Ограничение литража в промежутке между 1914 и 1927 гг. было основной причиной, вызвавшей быстрый рост литровой мощности и числа оборотов гоночных двигателей. Литровая мощность выросла с 25 до 100 *л. с.*, число оборотов

[1] Эти двигатели в автомобильной практике иногда называют компрессорными.

Таблица 10

Результаты гонок на Большой приз АКФ 1922—1924 гг.

Год	Призовое место	Фирма автомобиля	Гонщик	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость в км/час	Полная дистанция в км	Число кругов: Длина одного круга в км	Количество участвовавших автомобилей	Количество участвовавших фирм	Место гонок
1922	I	Фиат	Ф. Наццаро . .	6:17:17	127,6	800,00	60 / 13,39	18	9	Страсбург
	II	Бугатти	Де-Вискайа . .	7:15:9	110,5					
	III	»	Марко	7:48:7	102,1					
1923	I	Сёнбим	Х. О. Д. Сигрев	6:35:19,6	121,4	799,05	35 / 22,86	17	6	Турен
	II	»	А. Диво . .	6:54:25,8	115,5					
	III	Бугатти	Фридрих . .	7:0:22,4	114,0					
1924	I	Альфа Ромео	Дж. Кампари .	7:5:34,3	114,2	810,00	35 / 23,1	20	7	Лион
	II	Делаж	А. Диво	7:6:40,1	114,0					
	III	»	Р. Бенуа . . .	7:17	111,0					

Техническая характеристика двигателей

№ по пор.	Год	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Раб. объем в л	Раб. объем одного цилиндра в л	Отношение хода к диам. цилиндра S/D	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Среднее эффективное давление в кг/см²	Литровая мощность в л. с./л	Средняя скорость поршня в м/сек	Максимальная скорость в км/час
1	1922	Фиат	6	65,0	100	2	0,334	1,54	92	5000	8,0	46	16,7	170
2		Бугатти . .	8	60,0	88	2	0,250	1,47	76	3500	9,8	38	10,3	165
3		Балло . . .	4	69,9	130	2	0,500	1,86	80	3800	9,5	40	16,5	—
4	1923	Сёнбим . .	6	67,0	94	2	0,334	1,40	108	5200	9,3	54	16,3	182
5		Фиат	8	60,0	87,5	2	0,250	1,46	118	5200	10,2	59	15,2	198
6	1924	Альфа Ромео	8	61,0	85	2	0,250	1,39	140	5000	12,6	70	14,2	—
7		Делаж . . .	12—V	51,3	80	2	0,165	1,56	116	6200	8,4	58	16,5	—
8		Сёнбим . .	6	67,0	94	2	0,334	1,40	142	6000	10,6	71	18,8	212

Примечание. Двигатели Альфа Ромео и Сёнбим 1924 г. имели нагнетатели типа Рутс. Все двигатели, кроме № 7, с рядным расположением цилиндров. Распределительный механизм двигателей № 1 и № 3—8 имеет два верхних распределительных вала, а двигателя № 2—один верхний распределительный вал.

Таблица 11

Двухлитровые двигатели, построенные в период действия гоночной формулы 1922—1925 гг.

№ по пор.	Год	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в *мм*	Ход поршня в *мм*	Раб. объем в *л*	Раб. объем одного цилиндра в *л*	Отношение хода к диаметру *S/D*	Мощность в *л. с.*	Число оборотов в мин.	Среднее эффективное давление в *кг/см²*	Литровая мощность в *л. с./л*	Средняя скорость поршня в *м/сек*	Максимальная скорость в *км/час*
1	1923	Бенц	6	65	100	2	0,334	1,54	60	3400	7,9	30	11,3	160
2	1923	Миллер . . .	8	59,2	90	2	0,250	1,52	105	5600	8,4	52,5	16,8	178
3	1923	Мерседес . . .	4	70	129	2	0,500	1,84	100	4500	10,0	50	19,3	170
4	1923	Дюзенберг . .	8	60	88	2	0,250	1,47	104	5200	9,0	52	15,2	175
5	1924	Дюзенберг . .	8	60	88	2	0,250	1,47	126	5400	10,5	63	15,9	196
6	1924	Мерседес . .	8	61,9	82,8	2	0,250	1,34	145	6000	10,9	72,5	16,6	205
7	1924	Фиат	8	60	87,5	2	0,250	1,46	148	6000	11,1	74	17,5	220
8	1924	Шмидт	6	64,8	100	2	0,334	1,54	100	4800	9,4	50	16,0	172

Примечания:

1. Все двигатели с рядным расположением цилиндров.
2. Двигатели Мерседес и Фиат с нагнетателями, Рутс, Дюзенберг 1924 г. с центробежным нагнетателем, остальные без наддува.
3. Степень сжатия двигателей 1924 г. $\varepsilon = 7$ с небольшими отклонениями.
4. Четырехцилиндровый двигатель Мерседес — первый двигатель с наддувом, известный под названием тип Тарга Флорио (занял первое место в гонках Тарга Флорио 1924 г.).
5. Восьмицилиндровый двигатель Мерседес — тип двигателя, показавшего лучший результат в гонках на Большой приз Германии в 1926 г.
6. Двигатели Мерседес четырехклапанные, остальные — двухклапанные.
7. Распределительный механизм всех двигателей, кроме двигателя Шмидт, имеет два верхних распределительных вала; клапаны под углом в полусферической камере горения.

Результаты гонок на Большой приз АКФ 1925—1927 гг.

Таблица 12

Год	Призовое место	Фирма автомобиля	Гонщик	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость в км/час	Полная дистанция в км	Число кругов / Длина одного круга в км	Количество участвовавших автомобилей	Количество участвовавших фирм	Место гонок
1925	I	Делаж	Р. Бенуа	8:54:41,2	112,20	1000	80 / 12,5	14	4	Монлери
	II	»	Л. Вагнер	9: 2:27,4	110,70					
	III	Сёнбим	Дж. Мазетти	9: 6:15,4	110,04					
1926	I	Бугатти	Ж. Гу	4:38:43	109,76	509,56	—	3 (!)	1 (!)	Мирама
1927	I	Делаж	Р. Бенуа	4:45:41	126,00	600	48 / 12,5	7	3	Монлери
	II	»	Е. Бурлие	4:53:55	122,50					
	III	»	Морель	5:11:31	115,60					

Техническая характеристика двигателей

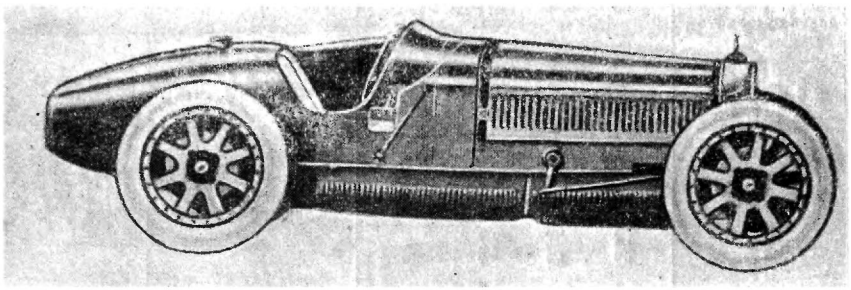
№ по пор.	Год	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Раб. объем в л	Раб. объем одного цилиндра в л	Отношение хода к диаметру цилиндра S/D	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Среднее эффективное давление в кг/см²	Литровая мощность в л. с./л	Средняя скорость поршня в м/сек	Максимальная скорость в км/час
1	1925	Делаж	12—V	51,3	80	2,0	0,165	1,56	175	6800	11,6	87,5	18,1	210
2		Сёнбим	6	67,0	94	2,0	0,334	1,40	—	—	—	—	—	204
3		Бугатти	8	60,0	88	2,0	0,250	1,47	110	6000	8,2	55,0	17,6	186
4		Альфа Ромео	8	61,0	85	2,0	0,250	1,39	155	5400	12,9	77,5	15,3	215
5	1926	Бугатти	8	60,0	66	1,5	0,187	1,10	120	5500	13,1	80,0	12,1	—
6	1927	Делаж	8	55,8	76	1,5	0,187	1,36	150	7000	12,8	100,0	17,7	205
7		Тальбо	8	56	75,5	1,5	0,187	1,35	160	7000	13,7	107,0	17,6	—

Примечание. Все двигатели с рядным расположением цилиндров, кроме № 1. Все двигатели с наддувом, кроме № 3. Распределительный механизм двигателя № 3 имеет один верхний распределительный вал, остальных двигателей — два верхних распределительных вала.

в минуту с 3000 до 7000. Наряду с Большим призом АКФ несомненный интерес представляли гонки на Большой приз Европы; результаты серии гонок приведены в табл. 25 (глава III).

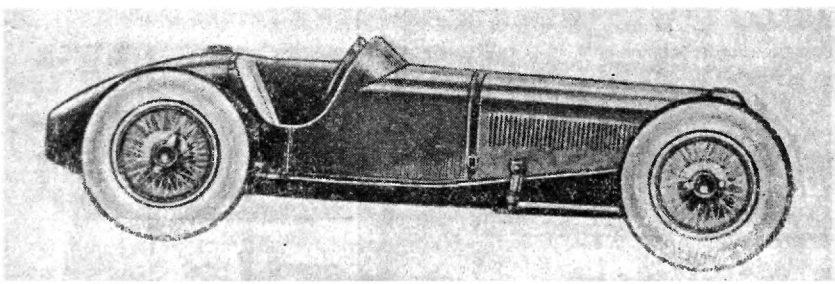
Малое количество конкурентов в гонках 1926—1927 гг. заставило отказаться от 1,5-литровых двигателей и лимитировать в 1928 г. вес автомобилей пределами 550—750 *кг*. Такая замена расширяла круг возможных участников, так как 2—3-литровые автомобили попадали в указанный весовой интервал.

Гонки 1928—1931 гг. прошли под знаком заметного превосходства фирмы Бугатти; почти все более или менее значительные гонки были выиграны этой фирмой.



Фиг. 11. Гоночный автомобиль Бугатти 1,5 *л*. Первое место в Большом призе АКФ 1926 г. (табл. 12).

1929 г. ознаменовался возвратом к нормированию расхода топлива. Каждый конкурент получал на 100 *км* 14 *кг* топлива коммерческого типа и масла. Расход масла включали в норму расхода, учитывая его (масла) высокую стоимость и, следовательно, влияние на экономику эксплоатации автомобиля. Объем цилиндрического бензинового бака не должен был превышать 120 *л*. Вес незаправленного автомобиля не менее 900 *кг*. Ограничение расхода топлива ввели под впечатлением неэкономичности полуторалитровых двигателей с наддувом, тративших до 30 *л* на 100 *км*.



Фиг. 12. Гоночный автомобиль Делаж 1,5 *л*. Первое место в Большом призе АКФ 1927 г. (табл. 12).

Конкуренты 1929 г. разделились на два противоположных лагеря. Одни предпочитали быстроходные восьмицилиндровые двигатели с наддувом; другие утверждали, что в условиях жесткой нормы расхода топлива следует применять сравнительно тихоходные (2000—3000 об/мин) четырехцилиндровые двигатели большого литража без наддува, известные своей экономичностью.

Результат гонок (табл. 13) доказал равноценность обоих технических направлений, хотя и принес победу первому из них. Автомобили Пежо и Бугатти, показавшие наивысшую скорость, уложились в норму расхода и сохранили к финишу по 8 *л* топлива. Бугатти отличался большой максимальной скоростью на прямых; Пежо наверстывал упущенное время лучшей приемистостью при выходе из виражей.

Таблица 13

Результаты гонок на Большой приз АКФ 1928—1930 гг.

Год	Призовое место	Фирма автомобиля	Гонщик	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость в км/час	Полная дистанция в км	Число кругов / Длина одного круга в км	Количество участвовавших автомобилей	Количество участвовавших фирм	Место гонки
1928	I	Бугатти	Уиллиамс	1:55:32	136,56	263,00	—	12	7	С. Годан
	II	Сальмсон	Руссо	2:30:4	105,00					
	III	Стетц	Бриссон	2:20:37	112,00					
1929	I	Бугатти	Уиллиамс	4:33: 1,2	133,03	605,00	37 / 16,36	18	6	Ле-Ман
	II	Пежо	А. Буалло	4:34:20	132,39					
	III	Бугатти	К. Конелли	4:34:28	132,32					
1930	I	*	Ф. Этанселен	2:43:18,4	145,20	395,87	25 / ~15	25	7	По
	II	Бентлей	Х. Р. С. Беркин	2:46:44,6	142,50					
	III	Бугатти	Ж. Цанелли	2:46:54,8	142,30					

Техническая характеристика двигателей

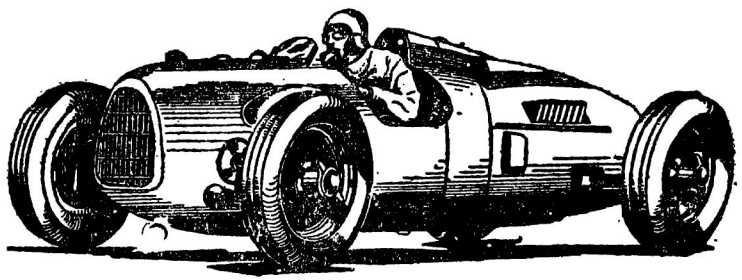
№ по пор.	Год	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Раб. объем в л	Раб. объем одного цилиндра в л	Отношение хода к диаметру цилиндра S/D	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Среднее эффективное давление в кг/см²	Литровая мощность в л. с./л	Средняя скорость поршня в м/сек	Максимальная скорость в км/час
1	1928	Бугатти	8	60	88	2,0	0,250	1,47	150	5500	12,2	75	16,1	—
2	1929	Бугатти	8	60	100	2,3	0,283	1,66	—	—	—	—	—	—
3		Пежо	4	97	135	4,0	1,000	1,39	—	—	—	—	—	—
4	1930	Бугатти	8	60	88	2,0	0,250	1,47	—	—	—	—	—	—

Примечание. Гонки 1928 г. были организованы как гандикап (уравнительный заезд) для автомобилей с разным литражем. Двигатели Пежо и Стетц без наддува. Все двигатели с рядным расположением цилиндров.

Распределительный механизм двигателей № 1, 2 и 4 имеет один верхний распределительный вал; двигателя № 3 — гильзовое распределение.

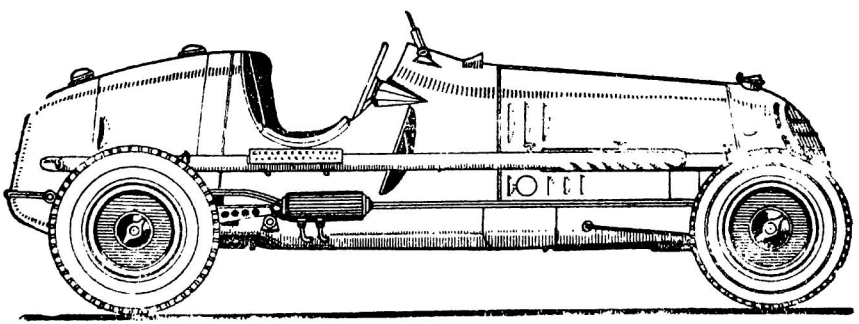
Мировой экономический кризис, разразившийся в 1930 г., подорвал финансовую базу автомобильной промышленности и лишил ее возможности строить специальные машины, соответствующие требованиям гоночной формулы.

Следствием экономического кризиса явилось применение свободной формулы в промежутке времени с 1930 до 1934 г. Стремясь сохранить превосходство над конкурентами, некоторые фирмы воспользовались свободной формулой и выпустили весьма мощные автомобили, например Бугатти 4,9 *л*, развивавший 300 *л. с.* Свободная формула открыла доступ к состязаниям большим тяжелым спортивным автомобилям весом до 2000 *кг* (Мерседес-Бенц 7 *л*, Бентлей 4,5 *л*, и т. д.). В эту же эпоху



Фиг. 13. Гоночный автомобиль Ауто Унион 1935 г. типа Grand Prix. Максимальная скорость около 300 *км/час.*

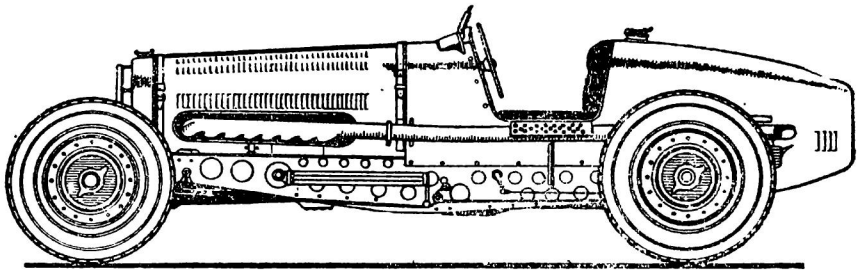
получили распространение одноместные кузовы, чрезвычайно выгодные вследствие уменьшения лобового сопротивления. Скорости гоночных автомобилей на отдельных участках дистанции достигали 250 *км/час.* В 1933 г. AIACR, желая замедлить безудержный рост мощности и скорости, выходящей за пределы практического интереса, разработала новую гоночную формулу. Эта формула, действительная для 1934—1937 гг., ограничила участников состязаний максимальным весом 750 *кг* (без воды, топлива, масла и резины), оставляя все остальные элементы на усмотрение конкурентов. Ожидалось, что введение новой формулы вызовет уменьшение литража, а следовательно, мощности и скорости, так как автомобили, конкурировавшие в соревнованиях по свободной формуле, весили больше чем 750 *кг*. Однако уже 1934 г. показал ошибочность этого предположения. Автомобильные заводы использовали опыт изготовления легких конструкций в авиации и, несмотря на жесткую весовую норму, выпустили гоночные автомобили с 4-6-литровыми двигателями.



Фиг. 14. Гоночный автомобиль Альфа Ромео 1935 г. типа Grand Prix, 3,8 *л* 8 цилиндров.

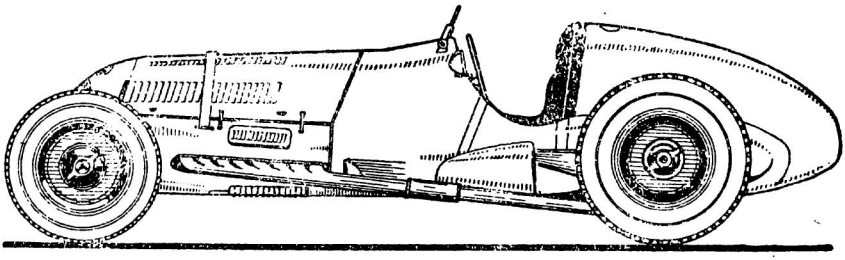
Основными конкурентами выступили автомобильные фирмы Бугатти, Альфа Ромео, Мазерати, Ауто Унион и Мерседес-Бенц (фиг. 13, 14, 15, 16). Работа над двигателями большого литража привела к увеличению их удельной мощности и быстроходности (табл. 14). К концу срока действия формулы 6-литровые двигатели (Мерседес-Бенц, Ауто Унион) давали до 100 *л. с.* с литра при 6000 об/мин. Как результат гоночной формулы 1934—1937 гг., в настоящее время есть автомобили, в которых незначительный вес сочетается с высокой мощностью, обеспечивающей максимальные скорости 300—320 *км/час.*

Французская автомобильная промышленность пассивно отнеслась к гоночной формуле 1934—1937 гг.; в связи с этим АКФ решил провести гонки на Большой приз в 1936—1937 гг. как гонки для автомобилей спортивного типа с минимальными отклонениями от продажных образцов. Благодаря такому решению гонки на Большой приз временно утратили международный характер и выпали из категории состязаний, подчиненных международной гоночной формуле. По техническим требованиям АКФ автомобили должны были иметь двухместные кузовы с крыльями и ветровым стеклом, полное электрическое оборудование, т. е. осветительную систему, сигнал и стартер, и получали от технической комиссии стандартное топливо в неограниченном количестве (смесь спирта, бензина и бензола). Применение нагнетателей не допускалось. Ограничения двигателей по литражу в 1936 г. не было, но всех конкурентов разбили на три самостоятельные категории: 1) до 2 *л*; 2) 2—4 *л* и 3) свыше 4 *л*. Лучшие результаты показали участники категории 2—4 *л* (табл. 15).



Фиг. 15. Гоночный автомобиль Бугатти 1935 г. типа Grand Prix, 3,3 *л*, 8 цилиндров, (8 × 72 × 100) мощность 260 *л. с.* при 6000 об/мин.

Правила 1937 г. отличались только ограничением литража пределами 1,1 — 4,5 *л* и введением минимального веса автомобиля: 480 *кг* для 1,1 *л* и 1019 *кг* для 4,5 *л*. Двигателям промежуточных размеров соответствовали промежуточные значения минимального веса. Спортивные автомобили продажных типов показали отличные результаты (табл. 16). Однако часть из них (Бугатти) представляла собой замаскированные гоночные конструкции, лишенные нагнетателя.



Фиг. 16. Гоночный автомобиль Мерседес-Бенц 5,6 *л* 1937 г. типа Grand Prix.

В конце 1936 г. утверждена международная гоночная формула для 1938—1940 гг. В этой формуле также имеется попытка уравнять условия гонки для машин с различным литражем путем предписания соответствующей весовой нормы и, кроме того, создать возможность конкуренции между двигателями с наддувом и без наддува. Для двигателей без наддува минимальный объем установлен в 1 *л*, максимальный 4,5 *л*. Минимальный вес автомобиля в зависимости от литража определяется следующими данными:

для 1 *л*	400 *кг*
„ 1,5 *л*	464 „
„ 2 *л*	528 „
„ 2,5 *л*	592 „
„ 3 „	654 „
„ 4 „	755 „
„ 4,5 „	850 „

Таблица 14

Результаты гонок на Большой приз АКФ 1931—1933 гг.

Год	Призовое место	Фирма автомобиля	Гонщик	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость в км/час	Полная дистанция в км	Число кругов / Длина одного круга в км	Количество участвовавших автомобилей	Количество участвовавших фирм	Место гонки
1931	I	Бугатти	Л. Широн и А. Варци	10 час.	125,80	1258	Разное / 12,5	23	7	Монлери
	II	Альфа Ромео	Дж. Кампари и У. Борцаккини	10 час.	121,50	1215				
	III	Мазерати	Биондетти и Паренти	10 час.	118,70	1187				
1932	I	Альфа Ромео	Т. Нуволари	5 час.	148,56	742,89	Разное / 7,826	16	2	Реймс
	II	» »	У. Борцаккини	5 час.	148,43	742,45				
	III	» »	Р. Караччиола	5 час.	148,31	741,58				
1933	I	Мазерати	Дж. Кампари	3 : 48 : 45,4	131,14					
	II	Альфа Ромео	Ф. Этанселен	3 : 49 : 37,4	130,65	500	40 / 12,5	19	3	Монлери
	III	» »	Дж. И. Т. Айстон	3 : 54 : 54	124,00					

Техническая характеристика двигателей

№ по пор.	Год	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Раб. объем в л	Раб. объем одного цилиндра в л	Отношение хода к диаметру цилиндра S/D	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Среднее эффективное давление в кг/см²	Литровая мощность в л. с./л	Средняя скорость поршня в м/сек	Максимальная скорость в км/час
1	1931	Бугатти	8	60	100	2,30	0,283	1,66	200	6500	12,0	87	21,6	—
2	1931	Альфа Ромео	8	65	88	2,34	0,292	1,35	165	5400	11,8	71	15,8	215
3	1932	» »	8	65	100	2,65	0,332	1,54	210	5600	12,7	79	18,7	—
4	1933	Мазерати	8	69	100	2,99	0,374	1,45	210	5600	11,3	70	18,7	250

Примечания:

1. В 1931 г. гонки на покрытие максимального расстояния в течение 10 час.
2. В 1932 г. » » » » » 5 »
3. Все двигатели с наддувом и рядным расположением цилиндров.
4. Распределительный механизм всех двигателей имеет два верхних распределительных вала.

Результаты гонок на Большой приз АКФ 1934—1936 гг.

Таблица 15

Год	Призовое место	Фирма автомобиля	Гонщик	Время в час., мин., сек.,	Средняя скорость в км/час	Полная дистанция в км	Число кругов / Длина одного круга в км	Количество участвовавших автомобилей	Количество участвовавших фирм	Место гонок
1934	I	Альфа Ромео	Л. Широн	3:39	136,88	500	40 / 12,5	13	5	Монлери
	II	» »	А. Варци	3:42	135,00					
	III	» »	К. Ф. Тросси и Г. Молль	3:43	134,50					
1935	I	Мерседес	Р. Караччиола	4:0:54	124,60	500	40 / 12,5	11	5	»
	II	»	М. Браухич	4:0:55	124,60					
	III	Мазерати	Ф. Цендер	—	—					
1936	I	Бугатти	Ж. Вимилль и Р. Сомме	7:58;53,7	125,29	1000	80 / 12,5	37	11	»
	II	Делаэ	М. Пари и Мо ижен	7:59:44,3	125,07					
	III	»	Р. Брюне и Ф. Цендер	8:1:35,6	124,89					

Техническая характеристика двигателей

№ по пор.	Год	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Раб. объем в л	Раб. объем одного цилиндра в л	Отношение хода к диаметру цилиндра S/D	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Среднее эффективное давление в кг/см²	Литровая мощность в л.с./л.	Средняя скорость поршня в м/сек	Максимальная скорость в км/час
1	1934	Альфа Ромео	8	68	100	2,90	0,363	1,47	255	5400	14,6	88	18,0	—
2	1935	Мерседес	8	—	—	4,00	0,500	—	430	~6000	~16,2	107	—	300
3		Ауто Унион	16—V	—	—	~6,00	~0,375	—	~450	~6000	~11,0	~75	—	280—300
4	1936	Бугатти	8	72	100	3,30	0,407	1,39	140	4600	8,3	42	15,3	212
5		Делаэ	6	84	107	3,56	0,592	1,27	140	4600	7,7	40	16,4	200
6		Тальбо	6	90	104,5	3,99	0,665	1,16	200	4800	9,4	50	16,7	215

Примечания:

1. **Автомобили Делаэ и Тальбо**- стандартного спортивного типа.
2. **Автомобили Бугатти, Делаэ и Тальбо—без наддува.**
3. Сведения о двигателе Бугатти 3,3 *л* относятся к стандартному спортивному типу. Специальный форсированный двигатель для гонок на Большой приз АКФ имел, вероятно, мощность около 200 *л. с.* С таким двигателем в 1936 г. на автомобиле Бугатти установлен рекорд на 24 часа для класса 5 *л*—199,44 *км/час*. Режим работы двигателя поддерживался 5300 об/мин.
4. Относительно низкая средняя скорость, показанная в 1935 г. автомобилем Мерседес, объясняется тем, что на прямых дорожного круга в Монлери были добавлены искусственные повороты.
5. Распределительный механизм двигателей № 1, 2, 4 имеет два верхних распределительных вала; двигателя № 3—один верхний распределительный вал; двигателей № 5, 6—верхние клапаны.

Таблица 16

Результаты гонок на Большой приз АИФ 1937—1939 гг.

Год	Призовое место	Фирма автомобиля	Гонщик	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость в км/час	Полная дистанция в км	Число кругов / Длина одного круга в км	Количество участвовавших автомобилей	Количество участвовавших фирм	Место гонок
1937	I	Тальбо	Л. Широн	3:46:6	132,70	500,00	40 / 12,5	11	3	Монлери
	II	"	Дж. Комотти	3:48:12	131,50					
	III	"	А. Диво	3:49:48	130,50					
1938	I	Мерседес-Бенц	М. Браухич	3:4:38,5	162,75	500,90	64 / 7,8	9	5	Реймс
	II	"	Р. Караччиола	3:6:19,3	159,00					
	III	"	Г. Ланг	—	—					
1939	I	Ауто Унион	Х. Мюллер	2:21:11,8	169,38	398,56	51 / 7,8	15	5	"
	II	"	Г. Мейер	—	—					
	III	Тальбо	Ле-Бег	—	—					

Техническая характеристика двигателей

№ по пор.	Год	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Раб. объем в л	Раб. объем одного цилиндра в л	Отношение хода к диаметру цилиндра S/D	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Среднее эффективное давление в кг/см²	Литровая мощность в л. с./л	Средняя скорость поршня в м/сек	Максимальная скорость в км/час
1	1937	Тальбо	6	90	104,5	3,99	0,665	1,16	200	4800	9,4	50	16,7	215
2		Делаэ	6	84	107,0	3,56	0,592	1,27	140	4600	7,7	40	16,4	200
3	1938	Мерседес-Бенц	12—V	67	70	2,96	0,250	1,04	400	7500	16,2	135	17,5	275
4	1939	Ауто Унион	12—V	—	—	3,00	0,250	—	400	6500	18,4	133	—	305
5		Мерседес-Бенц	12—V	67	70	2,96	0,250	1,04	425	7500	17,0	141	17,5	305

Примечания:

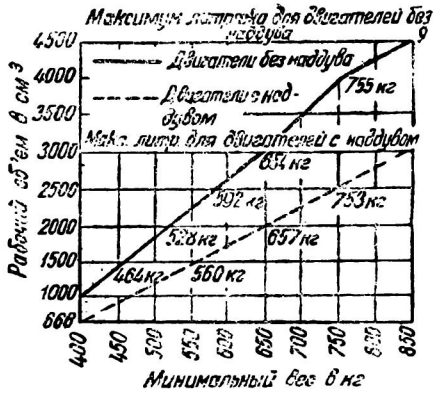
1. Автомобили Тальбо и Делаэ—стандартного спортивного типа, без наддува.
2. Двигатели Мерседес-Бенц и Ауто Унион — V-образные, остальные—рядного типа.
3. Распределительный механизм двигателей № 1,2 имеет верхние клапана, двигателей № 3 и 5 — два верхних распределительных вала. № 4 — смешанная конструкция.

Для двигателей с наддувом минимальный литраж установлен 0,666 *л*, максимальный в Зависимость между литражем и минимальным весом автомобиля:

для	0,666 *л*	400 *кг*
„	1,5 „	560 „
„	2 „	657 „
для	2,5 *л*	753 „
„	3 „	850 „

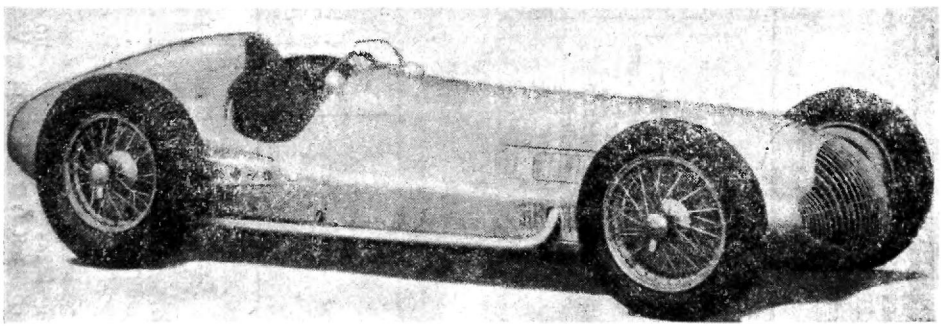
Веса автомобилей для промежуточных значений литража могут быть получены интерполированием (фиг. 17).

Гонки 1938 г. обнаружили, что надбавка веса для автомобилей с большими двигателями совсем не уравнивает шансы малолитражных автомобилей. В то же время выяснилась полная невозможность конкуренции 4,5-литровых двигателей без наддува с 3-литровыми с наддувом. Лучшие двигатели без наддува (Talbot, Delahaye) давали 250—260 *л. с.*; 3-литровые с наддувом 400—425 *л. с.* Вследствие этого все соображения относительно возможности одновременного участия автомобилей с разным литражем и разными системами питания двигателя фактически потеряли реальный смысл и все состязания 1938—1939 гг. оказались под силу только 3-литровым двигателям с наддувом. Наиболее активное участие в гонках приняли фирмы Тальбо, Делаэ, Мазерати, Альфа Ромео, Мерседес-Бенц (фиг. 18) и Ауто Унион; последние четыре отдали предпочтение 3-литровым двигателям с наддувом.



Фиг. 17. Зависимость между минимальным весом автомобиля и его литражем по гоночной формуле 1938—1940 гг.

За последние годы проделана большая работа по улучшению системы подвески автомобилей и переходу на независимую подвеску колес. Улучшение подвески в первую очередь отразилось на устойчивости хода и способности брать повороты с большой скоростью. В результате усовершенствования подвески, улучшения обтекаемости и уменьшения площади лобового сопротивления 3-литровые гоночные



Фиг. 18. Гоночный автомобиль Мерседес-Бенц 1938 г. 3 *л* типа Grand Prix.

автомобили теперь мало уступают 6-литровым, построенным согласно гоночной формуле 1934—1937 гг., не только по средней скорости, но и по максимальной скорости, развивая до 300 *км/час*, несмотря на меньшую мощность.

В 1945 г. началась разработка гоночной формулы на период 1947—1951 гг. Хотя окончательное решение еще не опубликовано, но, повидимому, к гонкам будут допущены на равных основаниях 1,5-литровые двигатели с наддувом и 3-литровые или даже 4,5-литровые без наддува.

Такова в самых общих чертах история автомобильного спорта. Обзор технического развития дорожно-гоночных автомобилей на протяжении 50 лет позволяет сделать ряд выводов.

1. Максимальная скорость дорожно-гоночных автомобилей выросла от 100 до 300 *км/час* за период 1900—1947 гг. Удельная (литровая) мощность увеличилась с 5—8 до 130—160 *л. с.* Рост мощности получился от повышения быстроходности двигателей с 1000—1200 до 7000—7500 об/мин и от увеличения среднего эффективного давления от 5—6 до 16—19 *кг/см²*.

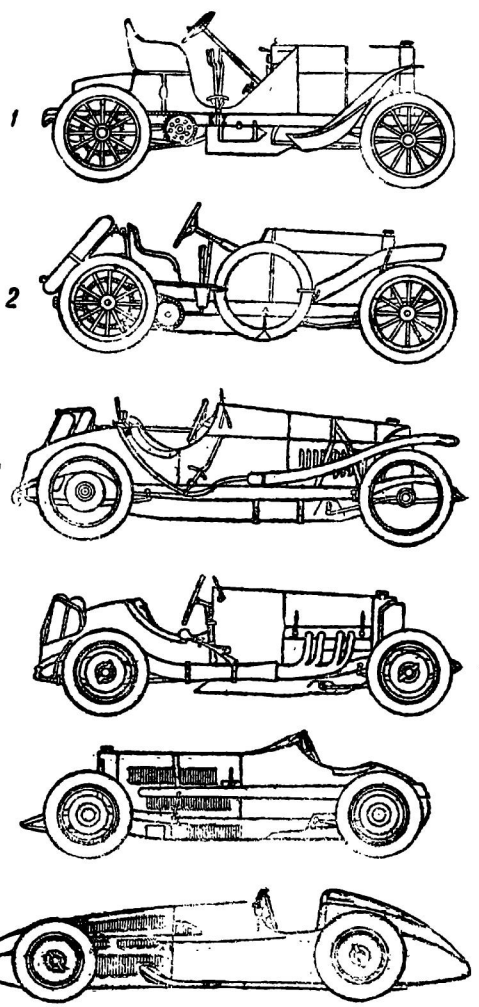
2. Трансмиссия и ходовые части автомобиля (рама, подвеска, колеса, шины, управление) подверглись усовершенствованию в соответствии с требованиями, обусловленными увеличившейся скоростью. Несмотря на большое увеличение скорости, езда на гоночных автомобилях стала безопаснее благодаря вышеуломянутым улучшениям ходовых частей.

3. Повышение скорости привлекло внимание конструкторов к разрешению вопросов, связанных с уменьшением потерь от сопротивления воздуха. Созданы конструкции кузовов, выгодные с аэродинамической точки зрения и красивые по внешнему виду.

4. Общая компоновка механизмов обеспечила очень низкое расположение центра тяжести, благодаря чему увеличились устойчивость автомобиля и его безопасность на поворотах при высокой скорости.

5. Развитие конструкции гоночных автомобилей является следствием общетехнического прогресса и применения гоночных формул. Чередование гоночных формул способствует планомерной эволюции автомобиля.

Эволюция гоночного автомобиля за сорокалетие продемонстрирована на фиг. 19, где показаны гоночные автомобили Мерседес наиболее известных типов, начиная с 1903 г., когда эта фирма получила первый приз в гонке на кубок Гордон Беннетта. Шестидесятисильный четырехцилиндровый автомобиль 1903 г. (4×140×150; 9,2 *л*, 60 *л. с.* при 1000 об/мин) еще отличается некоторой неуклюжестью и высоким расположением центра тяжести. Модель типа Grand Prix 1908 г. представляет собой уже значительный шаг вперед, обладая более компактной формой, пониженным центром тяжести и более форсированным четырехцилиндровым двигателем с литровой мощностью 9,4 *л. с.* Радикальные изменения мы находим в модели Grand Prix 1914 г.: цепная передача уступила место карданной, деревянные колеса заменены легкими тангентными конструкции Рудж-Витворт, в форме кузова намечаются элементы обтекаемости, четырехцилиндровый двигатель вместо распределительного механизма с боковыми клапанами имеет верхние наклонные клапаны, полусферические камеры сгорания и верхний распределительный вал, литровая мощность достигает 25 *л. с.* Дальнейшие существенные



Фиг. 19. Техническая эволюция гоночных автомобилей Мерседес-Бенц:

1 — тип Гордон-Беннетта 1903 г.; *2* — тип GP 1908 г.; *3* — тип GP 1914 г.; *4* — тип Тарга Флорио 1924 г.; *5* — тип GP 1926 г.; *6* — тип GP 1939 г.

модификации находим в модели Тарга Флорио 1924 г.; впервые появляется нагнетатель Рутс, классический, все еще четырехцилиндровый, двигатель с четырехклапанными головками шатровой формы имеет два верхних распределительных вала; литровая мощность увеличивается до 50 *л. с.*; появляются тормозы на передние колеса.

В модели Grand Prix 1926 г. на смену четырехцилиндровому двигателю приходит восьмицилиндровый с наддувом, с рядным расположением цилиндров, ставший на многие годы наиболее распространенным типом гоночного двигателя; литровая мощность в результате дальнейшего увеличения среднего эффективного давления и числа оборотов доходит до 80 *л. с.* Центр тяжести продолжает понижаться. Наконец, в конструкции 1939 г. понижение центра тяжести достигает практического предела. 12-цилиндровый V-образный двигатель с двумя нагнетателями развивает литровую мощность 140 *л. с.* Кузов имеет значительно более выгодную, обтекаемую форму. Традиционная подвеска на четырех полуэллиптических рессорах заменена независимой подвеской передних и задних колес.

Необходимо отметить сокращение числа конкурентов в автомобильных гонках за последнее десятилетие и числа фирм, занятых изготовлением гоночных автомобилей. Это объясняется трудностью постройки специальных машин вследствие большой сложности их механизмов; такая задача посильна только предприятиям с хорошей финансовой и производственно-технической базой. В некоторых странах постройку гоночных автомобилей поддерживали правительственными субсидиями, чтобы стимулировать развитие автомобильного спорта.

6. АВТОМОБИЛЬНЫЙ СПОРТ В РОССИИ И СССР

Первые автомобильные состязания в России происходили еще в 1898 г. Автомобильной промышленности в то время в России не было, и в свой начальный период механический спорт был построен на использовании заграничных автомобилей, приобретенных отдельными любителями, и поэтому не имел самостоятельного технического значения в истории автомобильного спорта. Тем не менее некоторые гонки привлекали из-за границы сильных участников, которые способствовали получению отличных результатов и придавали гонкам международный характер. Следует добавить, что русские гонщики приобретали за границей лучшие образцы гоночных и спортивных автомобилей. Среди них, между прочим, попали в Россию автомобили, получившие мировую известность в интернациональных состязаниях: Бразье 1905 г. — победитель в гонке на кубок Гордон Беннетта, и Рено, выигравший в 1906 г. Большой приз АКФ и принадлежавший московскому гонщику А. В. Солдатенкову.

Три из дорожных гонок наиболее выделяются техническими качествами состава участников. Гонки Москва — С.-Петербург в 1907 г. привлекли 26 участников, в том числе многих из-за границы; 14 пересекли линию финиша. Лучший результат показал А. Дюре на автомобиле Лоррен-Дитрих 60 *л. с.* со временем 9 час. 22 мин., что соответствует средней скорости 73,5 *км/час*. В 1908 г. гонки были повторены в направлении Петербург — Москва. Старт приняли 32 автомобиля, из которых к финишу прибыло 10. Первый приз получил В. Эмери на автомобиле Бенц 110 *л. с.*, прошедший дистанцию в 8 час. 30 мин. 30 сек. со средней скоростью 82 *км/час*, т. е. значительно бо́льшей, чем в предыдущем году. В 1900 г. в аналогичном состязании самый быстроходный участник затратил на ту же дистанцию более 26 час. Третья из наиболее замечательных гонок была организована в 1914 г. С.-Петербургским Автомобиль-Клубом под названием Большой приз С.-Петербурга. В отличие от предыдущих гонок она состоялась на кольцевом маршруте Волхонка — Красное — Лигово — Волхонка в окрестностях Петербурга. Полная дистанция состояла из семи кругов по 32 *км*—224 *км*. Абсолютно лучший результат из 14 участников, разбитых на категории по литражу, показал В. Шолль на автомобиле Бенц с 15-литровым двигателем ($4 \times 155 \times 200$). Его средняя скорость составила 124 *км/час*, а в лучшем круге — 138 *км/час*. С 1902 г. наряду с дорожными гонками устраиваются „верстовки" — гонки на 1 версту с хода и с места, впоследствии сменившиеся километровками. В табл. 17 приведены лучшие

скорости в верстовках и километровках. Среди них выделяется достижение Ф. Хернера в 1913 г.: верста в 19 сек. — 201 *км/час* на автомобиле Бенц с двигателем в 21 *л*. В то время эта скорость очень близко подходила к абсолютному мировому рекорду скорости (228 *км/час*).

Таблица 17

Максимальные скорости на верстовых и километровых гонках в России и СССР

Год	Дистанция	Фирма автомобиля	Гонщик	Раб. объем в *л*	Время в сек.	Скорость в *км/час*	Характеристика двигателя
1902	1 верста	де-Дион	Мази	—	84,6	45,3	
1903		Панар-Левассор	Коровин	—	60,8	63,2	
1904		Бразье	А. В. Солдатенков	—	36,2	106	
1905		Бразье	Беляев	—	67,2	57	
1909		Опель	Мордвинов	—	29,2	131,5	
1910		Мерседес	Донье	—	26,4	145	
1911		Мерседес	Донье	—	29,8	128,5	
1912		Опель	Меллер	—	28,8	133	
1912		Рено	А. В. Солдатенков	12,8	26,2	146,5	4×165×150, тип 1906 Grand Prix
1913		Бенц	Ф. Хернер	21,4	19	201	4×185×200
1913		Мерседес	Донье	4,5	26,8	143	4× 96×156
1914		Бенц	В. Шолль	15	23,4	164	4×155×200
1914		Лоррен-Дитрих	М. М. Сычев	13,2	23,8	161	4×145×200
1922		Бенц	Иванов	7,2	28	137	
1923		Мерседес	В. Д. Серебренников	4,5	27	133	4× 95×156
1929	1 километр	Мерседес-Бенц	Филимонов	7	22,8	158	6×100×150
1936		ГАЗ	Г. Цветков	3,28	31,9	112,82	4×98,4×108
1937		ГАЗ	А. Лаврентьев	3,28	30,58	117,72	4×98,4×108
1937		ГАЗ	А. Герель	3,28	30,06	119,76	4×98,4×108
1937		ГАЗ	А. Герель	3,28	28,2	127,6	4×98,4×108
1937		ГАЗ	Г. Клещев	3,28	25,34	142,07	4×98,4×108
1938		ГАЗ	Г. Клещев	3,28	25,13	143,2	4×98,4×108
1940		ЗИС-Спорт	—	5,76	22,1	162,4	8×85×127— 141 *л. с.* 3300 об/мин

Не без успеха выступали на гонках перед первой мировой войной автомобили Руссо-Балт, изготовлявшиеся в небольшом количестве на Русско-Балтийском вагонном заводе в Риге.

На таком автомобиле Иванов установил специальный рекорд в 1913 г. на дистанции 1 верста с хода со временем 29,75 сек. — 129 *км/час*. — хороший результат, если учитывать, что автомобиль Руссо-Балт не был гоночным, а только получил дополнительную форсировку. На нем был установлен четырехцилиндровый двигатель с боковыми клапанами, с диаметром цилиндров 106 *мм* и ходом поршня 140 *мм*, что соответствует литражу 4,9 *л*.

После Октябрьской революции усилия общественных и технических кругов были направлены не столько на развитие автомобильного спорта, сколько на создание мощной автомобильной промышленности. Решение этой проблемы должно было заложить фундамент автомобильно-технической культуры, в которой спорт является только отдельным, хотя и необходимым, элементом. Задача организации автомобильного транспорта и производства была успешно разрешена в короткие сроки. Из страны, импортировавшей автомобили из Европы и Америки, СССР превратился в страну с мощной самостоятельной автомобильной промышленностью и миллионным парком автомобилей.

В период восстановления транспорта и промышленного строительства скоростные гонки на время уступили место испытательным пробегам, имевшим целью выяснение экономичности и прочности различных типов автомобилей и приспособленности их для эксплоатации на дорогах СССР. Самые большие всесоюзные пробеги с участием множества иностранных фирм были проведены в 1923 и 1925 гг. Развитием автомобильной промышленности созданы основные предпосылки для организации ценных по техническому содержанию автомобильных гонок. В послед-

ние годы скоростные состязания снова привлекли внимание спортивно-технической общественности, особенно в форме километровых гонок. Члены автомобильных клубов доказали свою способность добиваться высоких скоростей соответствующей технической подготовкой к гонкам автомобилей стандартных типов (табл. 17). Следует ожидать дальнейшего возрастания скоростей и развития дорожных гонок на большие расстояния, когда в спортивную работу активно включатся автомобильные заводы и выпустят специальные типы автомобилей спортивного назначения с повышенными динамическими качествами.

ГЛАВА III

РАЗНОВИДНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГОНОК И КЛАССИФИКАЦИЯ ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Автомобильные скоростные состязания могут быть разделены на несколько основных категорий:

1) дорожные гонки;
2) трековые гонки;
3) горные гонки;
4) рекордные заезды.

Каждый вид состязаний имеет свои специфические условия и определяет характер работы механизмов автомобиля. Для дорожных гонок используют замкнутые кольцевые маршруты, составленные из дорог нормального транспортного назначения с ровным и твердым покрытием, позволяющим развивать высокую скорость. Дорожное кольцо состоит из прямых участков, крутых и отлогих поворотов, подъемов и спусков. Такой характер дороги обусловливает всестороннее испытание автомобилей. Полная дистанция дорожной гонки типа Grand Prix обычно принимается равной около 500 *км*. Длина одного круга редко превышает 30 *км*, а чаще заключается в пределах 5—15 *км*. Как показал опыт последних десятилетий, организация гонок на сравнительно коротких дорожных кругах имеет целый ряд преимуществ. Ограниченная длина круга дает возможность вести постоянное наблюдение за дорогой, что увеличивает безопасность гонщиков и зрителей. Работа судейского аппарата упрощается, технический контроль участников гонки не требует многочисленного персонала. Автомобили имеют возможность часто пользоваться услугами своего ремонтно-заправочного депо. Сокращается период тренировки участников гонок для изучения круга. Для международных гонок это очень существенно, так как конкуренты, приехавшие из разных стран, обычно имеют в своем распоряжении всего несколько дней. Во время гонок участники легче определяют свое относительное положение и непрерывно получают соответствующие сигналы от своих помощников, ведущих учет времени. Наконец, гонка может быть использована как спортивное зрелище; интервалы между проходами автомобилей сводятся к минимуму и не утомляют зрителей.

Все эти соображения привели к тому, что дорожные круги длиной в 50—100 *км*, часто применявшиеся до войны 1914 г., были оставлены.

Старт в дорожных гонках почти всегда дают общий (всем автомобилям сразу), иногда раздельный, пуская участников одного за другим с интервалом в 20—60 сек. При общем старте автомобили выстраиваются на дороге в несколько рядов, по две — три машины в каждом ряду. Места в первых рядах получают автомобили, показавшие наивысшую скорость в официально проверенной тренировке или при сдаче квалификационной нормы скорости, если таковая предусмотрена.

Приведем основные сведения о некоторых дорожных кругах, приспособленных для проведения международных гонок, в различных странах.

Дорожное кольцо в Лина Монлери (Linas Montlhery), в окрестностях Парижа. Длина 125 *км*. Превышение высшей точки над низшей 30 *м*. Средняя скорость до 140 *км/час*. На этом круге неоднократно разыгрывался Большой приз АКФ.

Нюрбургское кольцо в Германии (Nürburgring). Дорожный круг длиной 28, 26 *км*. Превышение высшей точки над низшей 280 *м*. Этот исключительно трудный маршрут насчитывает 89 левых и 85 правых поворотов. Наиболее мощные

автомобили (500—600 *л. с.*) развивают среднюю скорость до 135 *км/час*. На этом кольце проводились гонки на Большой приз Германии (табл. 18).

Дорожный круг Донингтона (Donington) в Англии. Длина 5 *км*; имеет пять отлогих и три крутых поворота (больше 90°).

Дорожный круг в Монца (Monza) вблизи Милана. Длина 10 *км*. Превышение высшей точки над низшей 28 *м*. Использовался для гонки на Большой приз Италии.

Дорожный круг в Триполи для Большого приза Триполи длиной 13,1 *км*. Отличается весьма отлогими поворотами. В этих дорожных гонках получают самую высокую среднюю скорость — до 220 *км/час*. (табл. 19).

Дорожный круг у г. Реймса во Франции длиной 7,82 *км*. Здесь средняя скорость доходит до 170 *км/час*.

К числу состязаний, утративших свое значение в настоящее время, принадлежат сицилианские гонки Тарга Флорио, маршрут которых проходит в очень гористой местности. Длина круга 108 *км*. Превышение высшей точки над низшей 850 *м*. Тарга Флорио считаются труднейшими в мире автомобильными гонками; даже очень мощные автомобили дают среднюю скорость не более 75—80 *км/час*. (табл. 20). В последние годы гонки Тарга Флорио привлекали мало конкурентов и утратили свой интернациональный характер.

В дорожных гонках типа „Большой приз" гоночные автомобили не распределяются на классы и участвуют все на равных началах. Критерием для допуска автомобилей к участию в гонках является гоночная формула, определяющая технические данные машины. В остальных дорожных гонках практикуется разделение на классы по литражу или состязание приобретает форму, известную под названием „гандикап" (handicap). В гандикапе участники всегда стартуют раздельно; сначала выпускают технически слабых конкурентов, последним выходит наиболее сильный конкурент. Началом гонок для всех участников считается момент выпуска первого автомобиля. Таким образом создается возможность уравнять шансы для самых разнообразных типов автомобилей (табл. 21). Разница в моментах старта вычисляется на основании опыта предыдущих состязаний и потому меняется часто, иногда даже в течение одного дня, если несколько гонок следует одна за другой (последнее касается в основном трековых гонок).

Трек, или автодром, представляет собой специальное дорожное сооружение, рассчитанное на движение автомобилей с высокой скоростью. В большинстве случаев трек состоит из двух прямых, соединенных закруглениями (виражами) большого радиуса, и имеет в плане более или менее правильную овальную форму. Длина треков колеблется в пределах 2—5 *км*; измерение длины производится по средней линии; ширина 15—30 *м*.

Виражи имеют наклон внутрь по направлению к центру поворота; превышение наружной кромки виража над внутренней доходит до 9—12 *м*. Уклон, минимальный в месте сопряжения прямой с виражем, постепенно достигает максимума в средней части поворота. В поперечном сечении виража уклон также не сохраняет постоянную величину, а увеличивается к внешней кромке; такое распределение уклона придает поперечному сечению виража вогнутый вид; профиль этого сечения обычно выполняется по параболе третьей или четвертой степени. Назначение наклонных виражей состоит в том, чтобы освободить автомобиль на повороте от боковых усилий, вызывающих занос. При наклонном положении автомобиля равнодействующая от веса и центробежной силы должна быть нормальной к поверхности трека. Так как центробежная сила зависит от скорости движения, то и наклон виража должен быть переменным сообразно скорости; чем больше скорость автомобиля, тем выше он должен итти по виражу, вдоль полосы с более сильным наклоном. В противном случае автомобиль будет подвержен боковому действию центробежной силы.

В плане только средняя часть виража строится как дуга окружности радиусом 250—500 *м*. Эта дуга сопрягается с прямыми при помощи соединительных участков, выполненных по спирали с постепенным изменением радиуса поворота от $r = \infty$ в месте сопряжения с прямой до постоянного радиуса дуги окружности, по которой построена средняя часть виража. Такая конструкция трека обеспечивает плавный вход и выход из виража на высоких скоростях.

Таблица 18

Результаты гонок на Большой приз Германии

Год	Дистанция в км	Фирма автомобиля	Раб. объем в л	Мощность в л. с.	Средняя скорость км/ч	Водитель	Примечание
1926	391,46	Мерседес-Бенц	2,0	145	135,10	Р. Караччиола	—
1927	509,50	„ „	7,1	220	102,00	О. Мерц	—
1928	509,40	„ „	7,1	220	103,90	Р. Караччиола	
1929	509,40	Бугатти	2,3	—	106,90	Л. Широн	—
1931	570,00	Мерседес-Бенц	7,1	250	103,30	Р. Караччиола	—
1932	570,00	Альфа Ромео	2,6	210	119,30	„	Табл. 14, № 3
1934	570,00	Ауто Унион	~ 5	~ 400	123,00	Х. Штук	—
1935	501,00	Альфа Ромео	2,9	255	121,10	Т. Нуволари	Табл. 15, № 1
1936	501,00	Ауто Унион	6,0	600	131,60	Б. Роземейер	Табл. 30, № 40
1937	501,80	Мерседес-Бенц	5,6	600	133,20	Р. Караччиола	Табл. 30, № 39
1938	501,80	„ „	3,0	400	130,00	Р. Симан	Табл. 16, № 3
1939	501,80	„ „	3,0	425	120,96	Р. Караччиола	Табл. 16, № 5

Первые гонки в 1926 г. проводились на треке Авус, поэтому средняя скорость выше, чем в следующие годы, когда гонки происходили на дорожном Нюрбургском кольце.

В примечаниях указан номер таблицы с более подробными техническими данными двигателя.

Таблица 19

Результаты гонок на Большой приз Триполи

№ по пор.	Год	Фирма автомобиля	Водитель	Раб. объем в *л*	Число цилиндров	Мощность в *л. с.*	Скорость в *миль/час*	Скорость в *км/час*	Примечание
1	1933	Бугатти	А. Варци	2,3	8	200	104,70	168,56	Табл. 14, № 1
2	1934	Альфа Ромео	„	2,9	8	255	115,41	185,80	Табл. 15, № 1
3	1935	Мерседес-Бенц	Р. Караччиола	4,0	8	~430	122,03	196,46	Табл. 15, № 2
4	1936	Ауто Унион	А. Варци	6,0	V-16	600	129,62	208,68	Табл. 30, № 40
5	1937	Мерседес-Бенц	Г. Ланг	5,6	8	600	134,42	216,41	Табл. 30, № 39
6	1938	„ „	„	3,0	V-12	400	127,45	205,19	Табл. 16, № 3
7	1939	„ „	„	1,5	V-8	250	122,90	197,79	Табл. 30, № 20
8	1940	Альфа Ромео	Дж. Фарина	1,5	8	—	128	206,34	

Дистанция колебалась от 390 до 525 *км*. Длина одного круга ~ 13 *км*.

По сравнению с другими дорожными гонками в Большом призе Триполи достигаются более высокие средние скорости. До 1936 г. гонки проводились по свободной формуле, в 1936—1938 гг.—по интернациональной формуле того периода, в 1939 и 1940 гг.—только для класса 1,5 *л*.

В примечаниях указан номер таблицы с более подробными техническими данными двигателя.

Двигатели рядные, кроме отмеченных V-образных.

Таблица 20

Результаты сицилианских горных гонок Targa Флорио

Год	Автомобиль	Гонщик	Дистанция в км	Время в час., мин., сек.	Скорость в км/час	Характеристика двигателя
1906	Итала	Каньо	450	9 : 32 : 22	46,53	4 × 130 × 150,40 л. с.
1907	Фиат	Ф. Наццаро	450	8 : 17 : 36	53,43	4 цилиндра, 40 л. с.
1908	Изотта Фраскини	Трукко	450	7 : 49 : 26	57,5	65 л. с.
1909	СПА	Чиуппа	150	2 : 43:19,2	55,04	4 цилиндра, 40 л. с.
1910	Франко	Кариолато	300	6 : 20:47,2	47,3	
1911	СКАТ	Чейрано	450	9 : 32 : 22	47,2	
1912	СКАТ	С. Снайп	1050	23:37:19,8	44,8	4 × 104 × 140
1913	Наццаро	Ф. Наццаро	1050	19:18:40,2	54	
1914	СКАТ	Чейрано	1050	16:51:31	57,5	4 × 100 × 150
1919	Пежо	А. Буалло	432	7:51	55	4 цилиндра, бесклапанный
1920	Наццаро	Г. Мерегалли	432	8:27:23	57,9	
1921	Фиат	Дж. Мазетти	432	7:25:5,4	58,23	4 цилиндра, тип GP 1914
1922	Мерседес	Дж. Мазетти	432	6:50:50	63,09	4 цилиндра, тип GP 1914
1923	Альфа Ромео	У. Сивоччи	432	7:18:0,2	59,04	4,5 л.
1924	Мерседес	К. Вернер	432	6:32:37	66,01	4 цилиндра, 2 л с наддувом
1925	Бугатти	М. Костантини	540	7:32:27,2	71,5	8 цилиндров
1926	Бугатти	М. Костантини	540	7:20:45	73,71	8 цилиндров
1927	Бугатти	Матерасси	540	7:35:55	71,19	8 цилиндров, 2 л
1928	Бугатти	А. Диво	540	7:20:56,6	73,5	8 цилиндров
1929	Бугатти	А. Диво	540	7:15:41	74,36	8 цилиндров
1930	Альфа Ромео	А. Варци	540	6:55:16,8	76,8	8 цилиндров, 2 л
1931	Альфа Ромео	Т. Нуволари	—	9:0:27	64,9	8 цилиндров
1932	Альфа Ромео	Т. Нуволари	432	5:22:43,4	80,31	
1933	Альфа Ромео	А. Бривио	—	6:35:6,2	76,53	8 цилиндров, 2,3 л
1934	Альфа Ромео	А. Варци	432	6:14:0,8	69,2	
1935	Альфа Ромео	А. Бривио	432	5:27:29	79,14	8 цилиндров, 2,9 л
1936	Ланчиа	К. Маджистри	144	2:8:47,2	67,08	4 × 69,85 × 78, 1196 см³

Примечание. Длина круга ~ 150 км (1906—1911 гг.); ~ 103 км (1919—1935 гг.). В 1912—1914 гг. — кольцевой пробег по Сицилии. В 1936 году к гонкам допускались только итальянские автомобили — 1100—1500 см³.

Таблица 21

Результаты гонок Турист-Трофи (Т. Т.)

Год	Фирма автомобиля	Гонщик	Дистанция в *км*	Скорость в *миль/час*	Скорость в *км/час*	Место гонок
1905	Аррол Джонстон	Дж. Непир	332	33,90	54,57	Остров Мэн
1906	Роллс Ройс	С. С. Роллс	260	39,30	63,27	„ „
1907	Ровер	Е. Кортис	389	28,80	46,36	„ „
1908	Хэттон	С. Уотсон	543	50,25	80,90	„ „
1914	Сёнбим	К. Ли Гиннесс	967	56,44	90,86	„ „
1922	„	Ж. Шассань	486	55,78	89,80	„ „
1928	Ли Френсис	К. Дон	660	64,06	103,13	Бельфаст
1929	Мерседес-Бенц	Р. Караччиола	660	72,82	117,24	„
1930	Альфа Ромео	Т. Нуволари	660	70,88	114,11	„
1931	MG	Н. Блек	660	67,90	109,31	„
1932	Райли	С. Р. Уиткрофт	660	74,23	119,51	„
1933	MG	Т. Нуволари	660	78,65	126,62	„
1934	„	С. Дж. П. Додсон	660	74,65	120,18	„
1935	Райли	Ф. Диксон	660	76,09	122,50	„
1936	„	Диксон и Додсон	660	78,01	125,59	„
1937	Тальбо	Дж. Комотти	502	68,70	110,60	Донингтон Парк
1938	Делаж	Л. Жерар	502	67,61	108,85	„ „

Гонки „Турист-Трофи" устраивались только для спортивных автомобилей, поступающих в открытую продажу согласно торговым каталогам фирм. С 1928 г. гонка проводится в форме гандикапа. Поэтому участники отличаются большим разнообразием по литражу — от 0,75 *л* (MG) до 7 *л* (Мерседес-Бенц).

Таблица 22

Результаты серии гонок на Кубок тысячи миль
(Coppa de mille miglia)

Год	Марка автомобиля	Гонщики	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость в *км/час*	Характеристика двигателя
1927	О. М.	Минойа-Моранди	21:4:48	77,238	2 *л*
1928	Альфа Ромео	Дж. Кампари-Рампони	19:14:3	84,128	1,5 *л*
1929	Альфа Ромео	Дж. Кампари-Рампони	18:4:25	89,688	1,75 *л*
1930	Альфа Ромео	Т. Нуволари-Гвидотти	16:18:59	100,45	1,75 *л*
1931	Мерседес-Бенц	Р. Караччиола-Себастиан	16:10:10	101,147	7,1 *л*, 6 цилиндров
1932	Альфа Ромео	У. Борцаккини-Баньани	14:55:19,4	109,884	2,3 *л*, 8 цилиндров
1933	Альфа Ромео	Т. Нуволари-Компаньони	15:11:50	108,575	2,3 *л*, 8 цилиндров
1934	Альфа Ромео	А. Варци-Биньами	14:8:5	114,307	2,6 *л*, 8 цилиндров
1935	Альфа Ромео	К. Пинтакуда-Делла Стуфа	14:4:47	114,753	2,9 *л*, 8 цилиндров
1936	Альфа Ромео	А. Бривио-Онгаро	13:7:51	121,592	
1937	Альфа Ромео	К. Пинтакуда-Мамбелли	14:17:32	114,747	
1938	Альфа Ромео	К. Биондетти-Стефани	11:58:29	135,34	2,9 *л*, 8 цилиндров
1940	В. М. W.	Ханштейн-Беймер		166,723	6×66×96; 2 *л*

Примечания. 1. Кольцевой маршрут охватывает всю северную и среднюю Италию. 2. В 1940 г. гонки происходили на кольцевом маршруте.

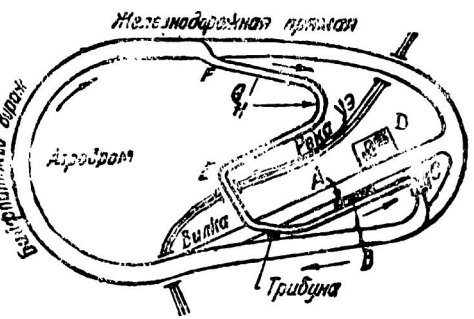
Отсутствие крутых плоских поворотов позволяет автомобилям итти по треку на полном газе и развивать более высокие средние скорости, чем в дорожных гонках. Все же скорость на треке не равна максимально достижимой на прямом участке, так как при движении автомобиля по наклонному виражу увеличивается сопротивление качению под влиянием дополнительной нагрузки от центробежной силы.

Дистанция трековых гонок изменяется в весьма широких пределах — от 10 до 800 *км*. Наиболее распространенной формой трековой гонки является гандикап, объединяющий разнотипных конкурентов. Кроме того, практикуются гонки с классификацией по литражу и по свободной формуле. В гандикапе старт дается раздельно, в остальных случаях общий.

Перечислим наиболее известные автомобильные треки.

Трек Лина Монлери в окрестностях Парижа, построенный в 1925 г., длина 2,5 *км*; имеет хорошее бетонное покрытие и правильную овальную форму, ширина около 18 *м*, скорость прохождения отдельных кругов достигает 230 *км/час*.

Кроме того, во Франции имеется трек в Мирама (Miramas). Его длина 5 *км*, ширина 16 *м*, радиус виражей 500 *м*, максимальный наклон виражей 10%.



Фиг. 20. План Брукленского автодрома с дорожным маршрутом:

A — ремонтно-заправочное депо; *B* — новая финишная прямая; *C* — испытательный подъем; *D* — автомобильный парк; *E* — вираж Хоу; *F* — железнодорожный поворот; *G* — прямая Соломанс; *H* — аэродромный поворот.

Брукленский трек (Brooklands) в 30 *км* от Лондона, построенный в 1907 г., — одно из самых старых сооружений подобного типа (фиг. 20). Несмотря на давность постройки, трек успешно применяется для автомобильных гонок. Особенностью трека следует считать неправильную форму и наличие разветвления, при помощи которого можно изменять дистанцию и характер гонок. Длина трека по внешнему контуру 4,45 *км*, ширина 30 *м*, высота наружного контура 8,75 *м*. Так называемая „железнодорожная прямая" благодаря достаточной длине может быть использована для установления рекордов на дистанцию 1 *км* с места и с хода, но только для автомобилей самых слабых классов. Средняя скорость на Брукленском треке часто превышает 200 *км/час*; рекордный круг около 230 *км/час* (табл. 26).

Трек Авус в районе Берлина отличается длинными прямыми участками, соединенными закруглениями сравнительно малого радиуса, и большой общей длиной — 19,573 *км*. На треке Авус зарегистрирована высшая скорость в одновременных гонках многих машин, развитая в 1937 г. автомобилем Мерседес-Бенц (Г. Ланг), прошедшим 154,8 *км* в 35 мин. 30,4 сек., что соответствует средней скорости 261,7 *км/час*. Длинные прямые трека Авус подвергают тяжелому испытанию гоночные двигатели. На поворотах скорость уменьшают до 120—160 *км/час*. Средняя скорость прохождения отдельных кругов во время вышеупомянутых гонок доходила до 275 *км/час* (табл. 23). Из-за виражей малого радиуса трек Авус не считается типичным треком, так как в трековых гонках обычно нет участков, требующих разгона и торможения.

В Монца (Италия) построен трек правильной овальной формы длиной 4,5 *км* и шириной 9—12 *м* (табл. 24).

США располагают треком в Индианаполисе (Indianapolis) длиной 4 *км*, шириной 15 *м*. В плане трек имеет прямоугольную форму с закругленными углами. Уклон виражей незначительный — 16°40′ по всей ширине трека, за исключением 3-метровой полосы по внешней кромке, где уклон достигает 36°40′. Покрытие выполнено из кирпичей, поставленных на ребро. На этом треке ежегодно устраивается 500-мильная гонка — единственное крупное автомобильное состязание Америки. Средняя скорость на 500 миль в последние годы 185—188 *км/час*; отдельные круги были пройдены со скоростью до 215 *км/час* (табл. 27). Отлогие виражи малого радиуса (380 *м*) являются причиной несчастных случаев, и поэтому трек в Индианаполисе создал себе плохую репутацию.

Таблица 23

Результаты серии гонок по треку Авус

Год	Марка автомобиля	Гонщик	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость в *км/час*	Дистанция в *км*	Характеристика двигателя
1931	Мерседес-Бенц	Р. Караччиола	—	185,7	294	6-цилиндровый, 7 *л*
1932	Мерседес-Бенц	М. Браухич	1:30:52,4	194,04	293,6	6-цилиндровый, 7 *л*
1933	Бугатти	А. Варци	1:25:24,4	206,9	294,5	8-цилиндровый, 4,9 *л*
1934	Альфа Ромео	Г. Молль	1:26:3	205,29	294,5	8 цилиндровый, 2,9 *л*
1935	Мерседес-Бенц	Л. Фаджиоли	49:13,2	239,59	196,5	8-цилиндровый, 4 *л*
1937	Мерседес-Бенц	Г. Ланг	35:30,4	261,7	154,8	8-цилиндровый, 5,6 *л*

Горные гонки имеют незамкнутый маршрут длиной 1—20 *км*. Дорога выбирается в гористой местности и всегда состоит из целого ряда поворотов с минимальными прямыми участками между ними. Угол поворота часто составляет 180°. Начиная от старта, расположенного у подножия горы, дорога непрерывно идет вверх; финиш на 100—1000 *м* выше старта, в зависимости от дистанции.

Характер дороги позволяет развивать среднюю скорость не больше 70—80, редко 90 *км/час*. Стартуют конкуренты всегда раздельно, и в большинстве случаев следующий автомобиль пускают после окончания дистанции предыдущим. Классификация конкуренции производится по литражу двигателей.

Особое место в автомобильном спорте занимает установление рекордов. Рекордом называется высшая скорость, когда-либо зарегистрированная на данной дистанции или в данный промежуток времени. Регистрируются рекорды на дистанциях 1, 5, 10, 50, 100, 200, 500, 1000 *км*; далее от 1000 до 5000 *км* с интервалом в 1000 *км*, от 5000 до 50 000 *км* с интервалом в 5000 *км*, от 50 000 до 300 000 *км* с интервалом в 10 000 *км*, и на промежутках времени в 1, 3, 6, 12, 24 и 48 час. и от 3 до 133 дней. Кроме того, регистрируются рекорды на дистанциях от 1 до 180 000 английских миль (1 миля — 1,609 *км*) с цифровыми интервалами, принятыми в метрической системе.

Рекорды на малых дистанциях доступны только специальным гоночным автомобилям и часто подвергаются улучшению. Сравнительно редко обновляются рекорды на больших дистанциях, измеряемых десятками и сотнями тысяч километров, установленные на автомобилях стандартного типа с некоторыми незначительными модификациями и демонстрирующие не только скорость, но и долговечность современного автомобиля. Для регистрации рекордов AIACR разработала классификацию автомобилей, в основу которой положен рабочий объем двигателя. Эта классификация была утверждена AIACR в 1924 г. По международной классификации предусмотрено 11 интернациональных классов автомобилей:

1. Класс A — рабочий объем больше 8000 *см*³
2. „ B — „ „ 5000 — 8000 „
3. „ C — „ „ 3000 — 5000 „
4. „ D — „ „ 2000 — 3000 „
5. „ E — „ „ 1500 — 2000 „
6. „ F — „ „ 1100 — 1500 „
7. „ G — „ „ 750 — 1100 „
8. „ H — „ „ 500 — 750 „
9. „ I — „ „ 350 — 500 „
10. „ J — „ „ до — 350 „
11. Класс для двигателей с воспламенением от сжатия (двигателей Дизеля).

Таблица 24

Результаты серии гонок на Большой приз Италии (Gran Premio d'Italia)

Год	Марка автомобиля	Гонщик	Раб. объем в *л*	Время в час., мин., сек.	Дистанция в *км*	Средняя скорость в *км/час*	Характеристика двигателя
1924	Альфа Ромео	А. Аскари	2	5:2:5	800	159	Тип P2
1925	Альфа Ромео	Г. де Брилли Пери	2	5:14:33,3	800	152,59	Тип P2
1926	Бугатти	Сабипа (Шаравель)				137,5	
1929	Альфа Ромео	А. Варци	2	31:38,4	99	187,736	Тип P2
1930	Мазерати	А. Варци	2,5	1:35:46,2	240	150,444	8 цилиндров
1931	Альфа Ромео	Дж. Кампари, Т. Нуволари		10 час.	1547,3	154,73	8 „
1932	Альфа Ромео	Т. Нуволари	2,65		837,6	167,52	8 „
1933	Альфа Ромео	Л. Фаджиоли		2:21:41		174	8 „
1934	Мерседес-Бенц	Р. Караччиола, Л. Фаджиоли		4:45:47	500	105,175	Тип GP
1935	Ауто Унион	Х. Штук		3:40:9	504	137,08	Тип GP
1936	Ауто Унион	Б. Роземейер		3:34:25		136	Тип GP
1937	Мерседес-Бенц	Р. Караччиола	5,6	2:44:54,4		131,31	Тип GP
1938	Ауто Унион	Т. Нуволари	3	2:41:39		155,5	Тип GP

Примечание. Все гонки состоялись на автодроме в Монца, кроме гонок 1937 г., которые были перенесены в окрестности Ливорно. Профиль маршрута в Монца изменяли почти каждый год, вследствие чего не наблюдается последовательного увеличения скорости.

Таблица 25

Результаты серии гонок на Большой приз Европы
(Grand Prix d'Europe)

Год	Призовое место	Фирма автомобиля	Гонщик	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость в км/час	Полная дистанция в км	Число кругов / Длина 1 круга в км	Количество участвовавших автомобилей	Количество участвовавших фирм	Место гонки
1923	I	Фиат (таблица 10, № 5)	Саламано	5:27:38,4	146,50	800	80 / 10	8	5	Монца
	II	Фиат (таблица 10, № 5)	Наццаро	5:28:2	146,32					
	III	Миллер (таблица 11, № 2)	Мерфи	5:32:31	144,21					
1924	I	Альфа Ромео (таблица 10, № 6)	Дж. Кампари	7:5:34,3	114,2	810	35 / 23,1	20	7	Лион
	II	Делаж (таблица 10, № 7)	А. Диво	7:6:40,1	114,0					
	III	Делаж (таблица 10, № 7)	Р. Бенуа	7:17	111,0					
1925	I	Альфа Ромео (таблица 12, № 4)	А. Аскари	6:42:57	119,9	806	—	7	2	Спа
	II	Альфа Ромео (таблица 12, № 4)	Дж. Кампари	—	—					
1926	I	Бугатти (таблица 12, № 5)	Ж. Гу	6:51:52	113,4	779	45 / 17,3	6	2	—
	II	Делаж	Е. Бурлие и Сенешаль	6:59:42	111,4					
	III	Бугатти (таблица 12, № 5)	М. Костантини	—	—					
1927	I	Делаж (таблица 12, № 6)	Р. Бенуа	3:26:59	144,93	500	50 / 10	6	4	Монца
	II	О. М.	Моранди	3:49:32	130,09					
	III	Миллер (таблица 30, № 14)	Крейс	4:2:5	123,91					
1928	I	Бугатти	Л. Широн	3:45:8,6	159,89	600	60 / 10	22	5	Монца
	II	Альфа Ромео	А. Варци	3:47:29	158,25					
	III	Бугатти	Т. Нуволари	3:59:27,6	150,34					
1930	I	Бугатти	Л. Широн	5:8:34	115,93	596,56	—	15	7	Спа
	II	Бугатти	Г. Буриа	5:9:34	115,4					
	III	Бугатти	А. Диво	5:13:54	114					

Примечания:
1. Гонки на Большой приз Европы проводились по интернациональной формуле соответствующего периода.
2. Гонки 1924 г., одновременно считались гонками на Большой приз АКФ.

Таблица 26

Результаты 500-мильных гонок по Бруклендскому треку (500 миль ≈ 800 км)

Год	Марка автомобиля	Раб. объем в л	Гонщики	Время в час., мин., сек.	Средняя скорость миль/час	Средняя скорость км/час
1929	Бентлей	4,5	Дж. Барклай, Ф. Клемент		107,32	172,68
1930	Остин	0,75	Марч. С. Девис	6:0:13	83,41	134,2
1931	Бентлей		Дж. Денфи, С. Пол		118,39	190,48
1932	MG	0,75	Р. Т. Хортон, Дж. Х. Бартлетт		96,29	154,93
1933	MG	1,1	И. Р. Холл	4:42:3	106,53	171,40
1934	Райли	2	Ф. В. Диксон		104,8	168,7
1935	Непир-Рельтон	23,6	Дж. Кобб, Т. Роз-Ричардс	4:28:52	121,28	195,2
1936	Райли	2	Ф. В. Диксон, Мартин		116,86	188,028

Примечание. Гонки проводились как гандикап для всех классов по литражу.

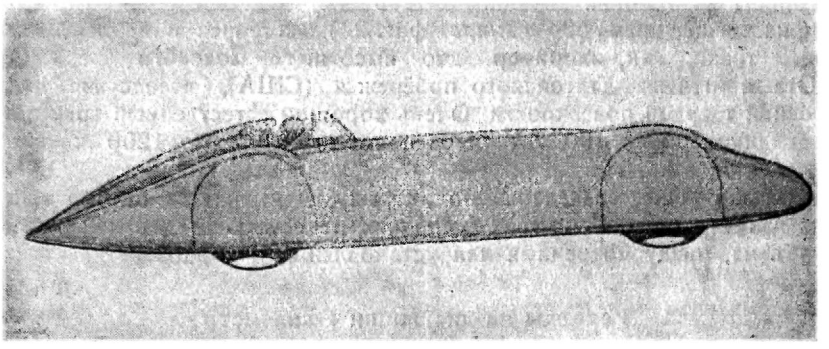
Таблица 27

Результаты 500-мильных гонок по треку в Индианаполисе

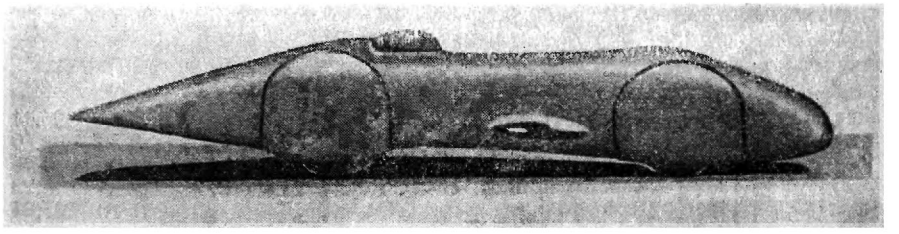
Длина одного круга ≈ 4 км

Год	Фирма автомобиля	Водитель	Скорость миль/час	Скорость км/час
1911	Мармон	Р. Харроун	74,59	120,08
1912	Нешонел	Дж. Доусон	78,70	126,70
1913	Пежо	Жюль Гу	76,92	123,84
1914	Делаж	Р. Тома	82,47	132,77
1915	Мерседес	Р. де-Пальма	89,84	144,64
1916	Пежо	Дарио Реста	83,26	133,96
1919	„	Х. Уилкокс	88,06	141,77
1920	Менро	Г. Шевроле	88,50	142,48
1921	Фронтенак	Т. Мильтон	89,62	144,28
1922	Мерфи Спешел	Дж. Мерфи	94,48	152,01
1923	Миллер	Т. Мильтон	90,95	146,42
1924	Дюзенберг	Дж. Бойер	98,24	158,16
1925	„	П. де-Паоло	101,13	162,81
1926	Миллер	Ф. Локхарт	95,88	154,36
1927	Дюзенберг	Дж. Соудерс	97,54	157,03
1928	Миллер	Л. Мейер	99,48	160,17
1929	„	Р. Кич	97,58	157,10
1930	„	Б. Арнольд	100,44	161,70
1931	„	Л. Шнейдер	96,62	155,55
1932	„	Ф. Фрем	104,14	167,56
1933	„	Л. Мейер	104,16	167,59
1934	„	В. Кемминге	104,86	168,71
1935	„	К. Петилло	106,23	170,92
1936	„	Л. Мейер	109,07	175,49
1937	Оффенхаузер	В. Шоу	113,58	182,00
1938	Миллер	Ф. Робертс	117,20	188,57
1939	Мазерати	В. Шоу	115,03	185,09
1940	Мазерати	В. Шоу	114,27	183,98
1941	Оффенхаузер	Ф. Девис и М. Роз	115,11	185,22
1946	Торн Спешел	Дж. Робсон	114,82	184,74

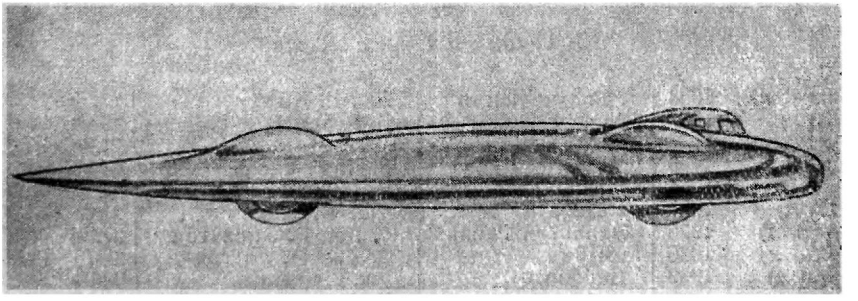
Автомобили с двигателями Дизеля выделены в самостоятельный класс в 1935 г. ввиду того, что при современном состоянии техники они в применении на гоночных автомобилях еще не могут состязаться с двигателями, работающими по циклу Отто. Вследствие малочисленности автомобилей с двигателями Дизеля, приспособленных для спортивных целей, они не делятся на классы по литражу, хотя в дальнейшем это, без сомнения, станет необходимым.



Фиг. 21. Малолитражный рекордный автомобиль MG 1,1 *л*, установивший рекорд на 1 *км* с хода в классе G 327 *км/час*.



Фиг. 22. Двенадцатицилиндровый рекордный автомобиль Мерседес-Бенц, установивший рекорд на 1 *км* с хода в классе B-432 *км/час* (табл. 30, № 38).



Фиг. 23. Гоночный автомобиль Непир-Рельтон, установивший абсолютный рекорд скорости 595 *км/час*.

Различают интернациональные и мировые рекорды. Интернациональным рекордом называется высшая скорость, когда-либо зарегистрированная на данной дистанции или в данный промежуток времени для автомобилей того или иного интернационального класса. Мировым рекордом называется высшая скорость на данной дистанции или за данный промежуток времени, независимо от типа машины. По вполне очевидным причинам значительная часть мировых рекордов принадлежит автомобилям класса А.

Наиболее высокую скорость автомобили всех классов развивают на малых дистанциях в 1 *км* и 1 милю. Абсолютный рекорд скорости обычно устанавливается на такой дистанции автомобилями класса А. Табл. 28 объединяет рекорды на 1 *км* с хода и с места и дает возможность судить о предельных возможностях автомобилей различных классов. Местом для установления рекордов на большие дистанции служат треки; для рекордов на короткие дистанции (1—5 *км*) используют участки автострад шириной не менее 30 *м* при условии, что максимальная скорость автомобиля не больше 450 *км/час*. Для абсолютных рекордов скорости (в настоящее время 595 *км/час*, фиг. 23), наиболее приемлемыми остаются естественные треки, как, например, дно высохшего Соленого озера (Salt lake) в штате Юта и отмель дайтонского побережья (США), вследствие их большой длины и ровной твердой поверхности. Очень хороший естественный трек на Соленом озере имеет длину около 190 *км*; он расположен на высоте 1200 *м* над уровнем моря.

Как отмечено выше, разделение по литражу применяется иногда в дорожных и трековых гонках; однако в этих условиях не всегда придерживаются пределов рабочего объема, предусмотренных для установления рекордов.

Таблица 28

Рекорды на дистанции 1 километр

Класс	Год	Фирма автомобиля	Гонщик	Время в сек	Скорость км/час	Скорость миль/час
Рекорды на 1 км с хода						
А(больше 8 *л*)	1939	Рельтон-Непир	Дж. Р. Кобб	6,05	595,04	369,74
В(5–8 *л*)	1938	Мерседес-Бенц	Р. Караччиола	8,30	432,70	268,90
С(3—5 *л*)	1937	Ауто Унион	Б. Роземейер	10,20	351,90	218,70
D(2—3 *л*)	1939	Мерседес-Бенц	Р. Караччиола	9,05	398,23	247,46
Е(1,5—2 *л*)	1934	Дерби Миллер	Г. М. Хоукс	15,10	237,84	147,79
F(1,1—1,5 *л*)	1939	MG	А. Т. Дж. Гарднер	10,95	328,55	204,20
G(0,75—1,1 *л*)	1939	„	„ „ „ „	10,99	327,43	203,50
Н(0,5—0,75 *л*)	1946	„	„ „ „ „	14,05	255,98	159,09
I(0,35—0,5 *л*)	1939	Ниббио	Дж. Лурани	20,98	171,64	106,68
J(0—0,35 *л*)	1939	Мошерино	Р. Чеккини	24,5	146,9	91,3
Дизели	1936	Флайинг Спрей	Дж. И. Т. Айстон	14,50	256,04	159,10
Рекорды на 1 км с места						
А(больше 8 *л*)	1933	Рельтон-Непир	Дж. Р. Кобб	25,27	142,46	88,52
В(5–8 *л*)	1937	Ауто Унион	Б. Роземейер	19,08	188,70	117,30
С(3—5 *л*)	1937	„ „	„ „	21,20	169,80	105,50
D(2—3 *л*)	1939	Мерседес-Бенц	Р. Караччиола	20,58	175,09	108,80
Е(1,5—2 *л*)	1934	ERA	Р. Мейз	24,93	144,40	89,73
F(1,1—1,5 *л*)	1937	Мазерати	Дж. Фурманик	24,95	144,30	89,70
G(0,75—1,1 *л*)	1936	Эпплтон Райли	Р. Дж. В. Эпплтон	27,26	132,10	82,10
Н(0,5—0,75 *л*)	1936	Остин	С. Дж. П. Додсон	23,75	134,60	83,60
I(0,35—0,5 *л*)	1939	Ниббио	Дж. Лурани	33,04	108,99	67,74
J(0—0,35 *л*)	1925	Джаппик	Х. М. Уолтерс	42,27	85,16	52,92
Дизели	—	—	—	—	—	—

По табл. 28 нетрудно убедиться в неравномерном развитии различных классов автомобилей. Так, например, максимальная скорость в двухлитровом классе намного ниже, чем в классах 1,1 и 1,5 *л*. Такое, на первый взгляд странное, явление объясняется влиянием гоночных формул. Наивысшего технического развития достигают классы автомобилей, соответствующие по литражу интернациональной формуле. Последние две формулы допускали на гонки автомобили класса В (5—8 *л*, формула 1934—1937 гг.) и класса D (2—3 *л*, формула 1938—1939 гг.). Как раз эти два класса и выделяются высокими скоростями на километровках, а менее

употребительный пятилитровый класс С уступает по достижениям трехлитровым автомобилям. Некогда самый популярный двухлитровый класс Е — продукт гоночной формулы 1922—1925 гг. — в течение последних 12—14 лет совсем не культивировался, и его достижения заметно устарели.

Далеко не все классы гоночных автомобилей одинаково распространены. Представители класса А встречаются только в единичных экземплярах. Их обычное назначение состоит в побитии мировых рекордов. Изредка они участвуют в трековых и дорожных гонках, проводимых по свободной формуле. Вполне самостоятельную группу в классе А составляют сверхмощные автомобили, так называемые „болиды", предназначенные для установления абсолютного рекорда скорости. Значительно более распространены автомобили класса В, как самые мощные трековые и дорожно-гоночные машины. Из классов среднего литража большое распространение имеют классы D (3 *л*) и F (1,5 *л*). Класс D получил усиленное развитие в последние годы благодаря гоночной формуле 1938—1939 г., а полуторалитровый класс, пожалуй, самый доступный и популярный из всех как в трековых, так и в дорожных гонках, непрерывно культивируется, начиная с 1926 г., когда этот литраж был впервые обусловлен интернациональной формулой. Классы С и Е, как уже было указано выше, несколько отстали в своем развитии и не поощрялись технической регламентацией, хотя логических оснований для этого, собственно говоря, не было. К малолитражным относятся классы G, H, I и J. Из них более популярны классы G (1100 *см*^{3}) и H (750 *см*^{3}), особенно среди непрофессиональных гонщиков, любителей автомобильного спорта. Классы G и H весьма часто фигурируют в программах дорожных и трековых гонок. Только в США малолитражные классы не привлекают никакого внимания к себе так же, как и в сфере транспортного использования автомобилей. Классы I и J по своему литражу — 500 и 350 *см*^{3} — не характерны для автомобиля, поэтому их развитие не представляет большого интереса для автомобильной техники. Автомобили классов I и J строятся редко, преимущественно отдельными автомобилистами, а не промышленными предприятиями. Спортивная работа в классах I и J ограничивается редкими рекордными заездами; ни трековые, ни дорожные гонки не практикуются.

Если рассматривать основные виды гонок, то нетрудно установить существенные различия в условиях работы автомобиля и его механизмов. Во время дорожной гонки периоды движения с максимальной постоянной скоростью кратковременны и часто сменяются интенсивным торможением, взятием поворотов с уменьшенной скоростью и разгоном. Гоночный автомобиль для дорожных состязаний должен обладать комплексом качеств, аналогичных качествам нормальных автомобилей. Это свойство дорожных гонок представляет большой практический интерес, так как дает возможность использовать технический опыт эксплоатации быстроходных автомобилей для нормальных конструкций.

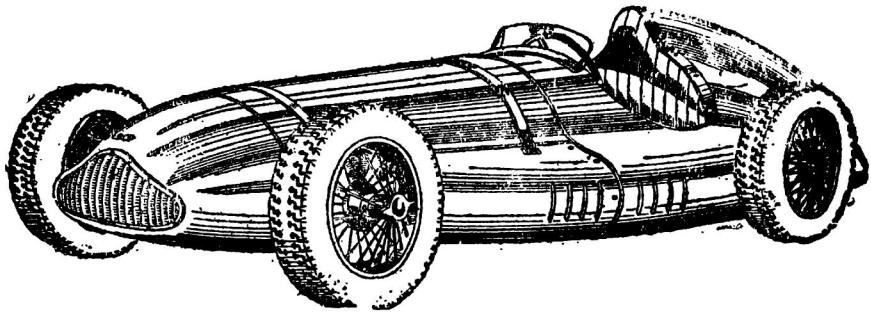
Трековые гонки требуют от автомобиля длительной работы на максимальной скорости; скорость разгона имеет второстепенное значение, торможение во время гонки вообще не производится.

В горных гонках максимальная скорость на высшей передаче совсем не используется, зато двигатель часто работает с высоким числом оборотов на промежуточных передачах. Большое значение имеют поворотливость, эффективность торможения и приемистость.

Рекорды на большие расстояния создают для автомобиля такие же условия работы, как трековые гонки. При установлении рекордов на короткие расстояния (1—10 *км*) машина движется с максимальной скоростью по прямой линии; разгон, торможение и маневренность в данном случае имеют меньшее значение. Существенную роль играет способность автомобиля держать прямое направление под действием сильного давления воздуха и порывов бокового ветра, а также сохранять правильное распределение веса на оси.

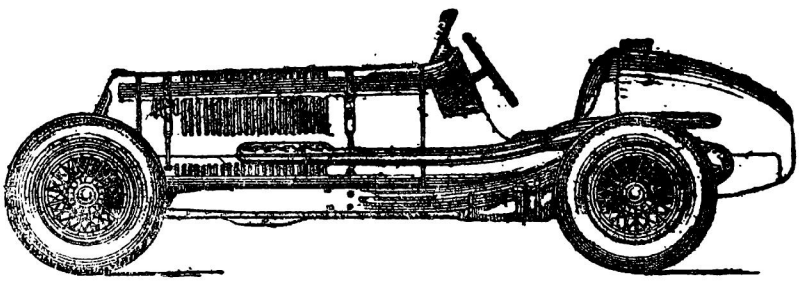
Различия в условиях работы находят свое отражение в конструкции автомобиля, приспособленной к определенному типу состязаний. В связи с этим гоночные автомобили делятся на дорожные, трековые, горнодорожные и рекордные. Общим для всех типов является стремление к возможно большей мощности в пределах ограничений, поставленных формальной классификацией. Наиболее форси-

рованные двигатели ставятся на рекордные автомобили для малых дистанций, так как надежность в длительной работе, как правило, уменьшается при переходе к очень высокой удельной мощности. Дорожно-гоночные автомобили имеют очень эффективные тормозные устройства и обтекаемые кузовы с открытыми колесами (фиг. 24, 25). Рекордные автомобили для коротких дистанций отличаются тщательностью разработки конструкции обтекаемого кузова, охватывающего колеса, и отсутствием тормозов на передних колесах; угол поворота управляемых колес весьма ограничен; запас топлива невелик, в соответствии с дистанцией. На горнодорожных



Фиг. 24. Полуторалитровый дорожно-гоночный автомобиль Альта.

автомобилях допускается установка необтекаемых кузовов; особое внимание уделяется снижению веса машины; расстояние между осями уменьшается для увеличения поворотливости. Трековые автомобили можно рассматривать как промежуточный тип между дорожно-гоночными и рекордными. Из практики автомобильных гонок известно, что не исключена возможность успешного выступления одной и той же машины в дорожных, трековых и горных состязаниях. В боль-



Фиг. 25. Дорожно-гоночный автомобиль ERA (English Racing Automobiles) 1,5 *л*.

шинстве случаев, посредством незначительных модификаций шасси и двигателя (передаточных отношений, главной передачи, степени сжатия, размера диффузора и т. п.) автомобиль может быть приспособлен для определенного типа гонок. В силу этого классификация гоночных автомобилей по назначению приобретает довольно условный характер.

Исключением являются автомобили для абсолютного рекорда скорости, совершенно не пригодные для продолжительной работы и движения на поворотах вследствие недолговечности их шин, огромного расхода топлива, большого веса, неповоротливости и значительных габаритных размеров, обусловленных количеством и мощностью двигателей (один—три двигателя общей мощностью 2500—5000 *л. с.*).

ГЛАВА IV

ГОНОЧНЫЕ АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ФОРСИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Из многочисленных требований, предъявляемых к транспортным двигателям внутреннего сгорания, наиболее важными для гоночного автомобиля являются:

1. Высокая мощность и хорошая приемистость.
2. Малый вес.
3. Надежность в пределах ограниченного срока службы.

Первое требование должно считаться следствием назначения гоночного автомобиля; только увеличение мощности наряду с уменьшением сопротивления движению может обеспечить максимальную скорость. Второе требование также радикально влияет на динамические качества, находящиеся в прямой зависимости от отношения мощности к весу. Чем меньше общий вес автомобиля, значительная часть которого приходится на двигатель, тем выше при прочих равных условиях его скорость и лучше приемистость. Вес двигателя становится предметом особого внимания, если гоночная формула лимитирует максимум веса автомобиля. В этом случае всякая полученная экономия веса двигателя может быть обращена на увеличение его рабочего объема, т. е. при данном весе литраж двигателя может быть больше. Надежность необходима для избежания вынужденных остановок, а тем более механических аварий во время гонок. Интервалы между первыми тремя автомобилями на финише даже при дистанции 500 — 800 *км* обычно не больше 2—3 мин. и нередко измеряются секундами; поэтому остановка, вызванная самой незначительной причиной, совсем ничтожной в условиях обычной эксплоатации, может привести гоночный автомобиль от победы к поражению. Остальные требования, касающиеся долговечности, стоимости, экономичности, простоты ремонта и ухода, отходят на задний план. Они могут быть принесены в жертву развитию первых трех качеств. Впрочем, иногда и расход топлива должен приниматься в расчет: автомобиль, способный пройти полную дистанцию с минимальным количеством остановок для принятия запасов топлива, показывает более высокую среднюю скорость.

Мощность двигателя определяется количеством тепловой энергии, переведенной в механическую работу в единицу времени, т. е. общим расходом топлива. Работа двигателя, как работа всякой машины, связана с целым рядом потерь. Поэтому мощность двигателя зависит также от коэфициента полезного действия; последний характеризует полноту перехода тепловой энергии в механическую работу. Основная задача конструктора гоночного двигателя заключается в получении максимально возможного количества механической работы в единицу времени и таким образом в увеличении общего расхода топлива и коэфициента полезного действия. Как будет показано в дальнейшем, оба средства применяются для получения высокой мощности, хотя тот или другой фактор может превалировать в зависимости от принятой конструкции. Влияние различных потерь на мощность двигателя выясняется на основании следующих соображений. Предположим, что рабочий объем цилиндра V *л*, тогда действительное количество рабочей смеси, поступившей в цилиндр за один ход поршня, будет: $\eta_v \cdot V$ (η_v — коэфициент наполнения).

Процесс всасывания при работе двигателя на высоком числе оборотов продолжается сотые доли секунды, в течение которых смесь проходит через сравнительно узкий, извилистый канал впускной трубы и клапанную щель и наполняет цилиндр. В таких условиях наполнение не может быть совершенным и его несовершенство определяется коэфициентом наполнения. Фактически цилиндр занят полностью, но давление смеси понижено, а ее температура повышена, что в конечном счете уменьшает вес заряда. В количестве $\eta_v \cdot V$ *л*. рабочей смеси содержится тепловой энергии

$$0{,}001\eta_v V H_g \text{ кал},$$

где H_g — теплотворная способность 1 $м^3$ рабочей смеси при нормальных давлении и температуре и при теоретически правильном составе смеси, необходимом для полного сгорания топлива. Если допустить, что сгорание происходит в идеальном

двигателе с абсолютно нетеплопроводными стенками цилиндра, то тепловые потери исключаются, а количество тепловой энергии, переведенной в механическую работу, равно $0{,}001\ \eta_t\eta_v VH_g$ *кал*. Здесь η_t — термический к. п. д. (к. п. д., идеального цикла). Даже работа по идеальному циклу связана с потерями, так как после расширения в нетеплопроводном цилиндре отработавшие газы выходят, имея некоторую температуру, зависящую от степени расширения, и уносят часть тепловой энергии. В действительном же двигателе, кроме того, имеют место потери тепла через стенки камеры сгорания и цилиндра. Тепловые потери действительного двигателя по отношению к идеальному учитывает относительный к. п. д. который показывает степень приближения теплоиспользования действительного двигателя к теплоиспользованию в идеальном цикле. Количество тепла, переведенного в механическую работу в действительном двигателе, равно $0{,}001\ \eta_g\eta_t\eta_v VH_g$ *кал*, где η_g — относительный к. п. д.

При n оборотах в минуту в четырехтактном двигателе осуществляется $\frac{n}{2}$ рабочих ходов. Следовательно, количество использованного тепла в минуту равно

$$0{,}001\ \eta_g\eta_t\eta_v VH_g\frac{n}{2}\ \text{кал/мин}.$$

Для мощности в лошадиных силах получаем выражение

$$N_i = 0{,}001\ \eta_g\eta_t\eta_v\ VH_g\cdot\frac{n}{2}\cdot\frac{427}{75\cdot60}\ л.\ с.$$

Этой формулой определяется мощность, развиваемая газами внутри цилиндра, — так называемая индикаторная мощность. Часть индикаторной мощности расходуется на преодоление трения в механизме двигателя, привод вспомогательных агрегатов (магнето, водяного насоса, нагнетателя) и тому подобные механические потери, оцениваемые механическим коэфициентом полезного действия η_m. Вводя механический к. п. д. в выражение для индикаторной мощности, получаем эффективную мощность на валу двигателя

$$N_e = 0{,}001\ \eta_m\eta_g\eta_t\eta_v VH_g\frac{n}{2}\frac{427}{75\cdot60}\ л.\ с.$$

Формула упрощается при объединении всех постоянных в один коэфициент и принимает окончательный вид

$$N_e = 0{,}0000475\ \eta_m\eta_g\eta_t\eta_v\ VH_g n\ л.\ с. \qquad (1)$$

Для гоночного двигателя литраж обычно ограничен техническим регламентом, поэтому решающее значение имеет литровая мощность $N_л$

$$\frac{N_e}{V} = N_л = 0{,}0000475\ \eta_m\ \eta_g\eta_t\eta_v H_g n\ л.\ с./л. \qquad (2)$$

По формуле (2) можно вычислить максимально возможное значение литровой мощности, если правильно оценить работу двигателя, выбрав соответствующие значения факторов правой части уравнения. К сожалению, существует чрезвычайно мало экспериментальных работ, посвященных исследованию гоночных двигателей. Наиболее подробное исследование выполнил известный специалист в области легких двигателей Г. Р. Рикардо[1], испытавший 3-литровый гоночный мотор Воксхолл (Vauxhall) выпуска 1922 г. Поэтому в нижеприведенных примерах приходится частично базироваться на устаревших данных и коэфициентах, полученных при испытании быстроходных двигателей нормального типа.

Определим по формуле (2) максимальную литровую мощность двигателей с наддувом и без наддува на основании оптимальных реализованных к. п. д. и при высоком числе оборотов, свойственном гоночным конструкциям.

1. **Двигатель без наддува.** Выберем следующие численные значения: $\eta_m = 0{,}95$ — наилучший механический к. п. д. по К. Ридль[2], $\eta_g = 0{,}7$ — таким

[1] Г. Р. Рикардо, Быстроходные двигатели внутреннего сгорания, ОГИЗ, 1932.

[2] К. Ридль, Конструирование и расчет современных автомобильных двигателей, ОНТИ, 1934.

относительным к. п. д. Рикардо оценивает тепловые потери гоночного мотора Воксхолл с камерой сгорания весьма выгодной шатровой формы; $\eta_v = 0{,}8$ — очень хорошая величина для высокого числа оборотов; $\eta_t = 0{,}64$ при степени сжатия $\varepsilon = 12$; число оборотов $n = 7000$ было практически осуществлено на некоторых мотоциклетных гоночных двигателях; H_g — теплотворная способность рабочей смеси для всех видов жидкого топлива почти одинакова, средней величиной можно считать $H_g = 825$ *кал/м*³. Подставляем в формулу (2)

$$N_л = 0{,}0000475 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}64 \cdot 0{,}8 \cdot 825 \cdot 7000 = 93 \text{ } л.\ с./л.$$

Результат правдоподобный и подтверждается некоторыми мотоциклетными гоночными двигателями, показавшими аналогичную литровую мощность. На автомобилях литровая мощность не превышает 60—65 *л. с.* Это объясняется тем, что в течение последних 15 лет внимание конструкторов было сосредоточено на двигателях с наддувом, получивших широкое распространение на гоночных автомобилях вследствие своей высокой литровой мощности. Практика мотоциклостроения доказывает возможность дальнейшего усовершенствования автомобильных двигателей без наддува.

2. **Двигатель с наддувом.** Принимаем следующие значения: $\eta_m = 0{,}7$. Низкий механический к. п. д. получается вследствие поглощения части индикаторной мощности нагнетателем; принятая цифра соответствует η_m 3-литрового гоночного двигателя Мерседес-Бенц 1939 г.; $\eta_g = 0{,}7$; форма камер сгорания современных двигателей мало отличается от камеры сгорания двигателя Воксхолл, исследованного Рикардо, поэтому оцениваем тепловые потери тем же коэфициентом η_g; $\eta_v = 2$ — вполне осуществимая величина при высоких давлениях наддува, применяемых в настоящее время[1]; $\eta_t = 0{,}52$ при степени сжатия шесть. Высокое давление наддува обязывает к снижению степени сжатия по сравнению с двигателем без наддува во избежание чрезмерного повышения температуры конца хода сжатия и появления детонации; $H_g = 825$ *кал/м*³; число оборотов $n = 8000$ — двигатели с наддувом развивают более высокое число оборотов, чем двигатели без наддува. Подставляем в формулу (2) $N_л = 0{,}0000475 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}52 \cdot 2 \cdot 825 \cdot 8000 = 158$ *л. с./л.*

Полученная цифра вполне соответствует мощности лучших образцов двигателей с наддувом выпуска последних лет (см. табл. 30). В отдельных случаях, когда требуется кратковременная работа, рекордные двигатели иногда развивают еще более высокую литровую мощность. Разумеется, вычисленные по формуле (2) литровые мощности не являются физическим пределом, а только показывают предельные возможности на данном этапе развития техники вследствие того, что при вычислении были использованы результаты экспериментального исследования существующих двигателей. Непрерывная работа над форсированием двигателей несомненно приведет к дальнейшему росту литровой мощности.

Сравнивая оба типа двигателей и возвращаясь к положению, согласно которому мощность зависит от общего расхода топлива в единицу времени и от к. п. д., нетрудно усмотреть между этими категориями двигателей существенное различие.

Двигатель без наддува работает с высоким механическим к. п. д. и высокой степенью сжатия; поэтому здесь обеспечены хорошее теплоиспользование (высокий η_t) и малый расход топлива на 1 *л. с.* в час; мощность двигателя ограничена относительно низким коэфициентом наполнения и относительно малым числом оборотов, т. е. общим расходом топлива в единицу времени.

Двигатель с наддувом работает с более низким механическим к. п. д. и низкой степенью сжатия, обусловливающей посредственное теплоиспользование (низкий η_t) и повышенный расход топлива на *л. с.* в час; зато он имеет высокий коэфициент наполнения и более высокое число оборотов, чем определяется значительный общий расход топлива в единицу времени. Большой расход энергии (топлива) в данном случае обеспечивает высокую литровую мощность, несмотря на плохое теплоиспользование.

[1] В данном ориентировочном расчете коэфициент наполнения отнесен к атмосферным условиям. Обычно этот коэфициент относят к состоянию воздуха или смеси после нагнетателя, учитывая повышение их удельного веса в нагнетателе. *Прим. ред.*

Развитие двигателей без наддува идет по пути увеличения коэфициентов полезного действия и быстроходности, следовательно, преследует цели общетехнического значения.

Рассматривая гоночные двигатели без наддува, Г. Р. Рикардо определил их значение в обширной семье различных двигателей внутреннего сгорания следующими словами: „Гоночный двигатель представляет собой не более и не менее как в высококачественный двигатель внутреннего сгорания, который тщательно спроектирован на чисто научных основаниях и работа которого с точки зрения термодинамической должна считаться совершенно нормальной". Гоночные двигатели с надлувом развиваются в основном на базе повышенного удельного расхода топлива, а экономические вопросы эксплоатации при этом игнорируются.

О теплоиспользовании в обоих типах двигателей можно судить по экономическому к. п. д.

$$\eta_e = \eta_t \eta_g \eta_m = \frac{632}{q_e \cdot H_u},$$

где q_e — удельный расход топлива в *кг/э. л. с. час.*

H_u — низшая теплотворная способность топлива в *кал/кг.*

Еще в 1929 г. двигатели Пежо без наддува, принимавшие участие в гонке на Большой приз АКФ, показали удельный расход 179 *г/э. л. с. час*, что при низшей теплотворной способности бензина $H_u = 10\,500$ *кал/кг* соответствует экономическому к. п. д.

$$\eta_e = \frac{632}{0{,}179 \cdot 10\,500} = 0{,}336, \text{ или } 33{,}6\%.$$

Низкий расход бензина, показанный гоночным автомобилем Пежо, все же не является рекордным. На некоторых двигателях впоследствии удалось добиться расхода $q_e = 140$ *г/э. л. с. час* при степени сжатия $\varepsilon = 10$ (см. Автотракторный справочник т. I, стр. 264), т. е. η_e увеличился до 43%. Гоночные двигатели с наддувом Мерседес-Бенц 1938 г. с высокой степенью форсировки давали удельный расход q_e около 560 *г/э. л. с. час*, работая на алкогольной смеси с низшей теплотворной способностью $H_u = 4000$ *кал/кг.* При этом

$$\eta_e = \frac{632}{0{,}56 \cdot 4000} = 0{,}28, \text{ или } 28\%.$$

Следовательно, экономический к. п. д. двигателя с наддувом существенно ниже, чем у двигателя без наддува, вследствие более низкой степени сжатия и более низкого механического к. п. д.

Вышеизложенные соображения заставляют многих специалистов автомобильной промышленности считать наиболее правильной регламентацию гонок по расходу топлива. В истории автомобильных гонок, в том числе и на Большой приз АКФ, известны периоды, когда применение нагнетателей было запрещено техническими правилами. С чисто спортивной точки зрения двигатели с наддувом, обладая высокой литровой мощностью, имеют бесспорное преимущество перед другими.

Формула (2) посредством к. п. д. расчленяет потери на несколько основных категорий и представляет литровую мощность как произведение ряда факторов. В гоночном двигателе каждый из этих факторов должен быть увеличен до максимума соответствующими конструктивными мероприятиями. Перечислим главные средства, которыми оперирует конструктор для получения высокой литровой мощности.

1. Термический к. п. д. двигателя, работающего по идеальному циклу, принятого в качестве первого приближения к любому действительному двигателю, зависит только от степени сжатия (или, вернее, степени расширения, имеющей то же численное значение). При увеличении степени сжатия термический к. п. д. увеличивается вначале быстро, а затем несколько медленнее, как показывает табл. 29. Следовательно, гоночные двигатели должны работать с высокой степенью сжатия. Увеличение степени сжатия ограничено приближением температуры конца хода сжатия к температуре самовоспламенения и появлением детонации.

2. Тепловые потери в процессе горения влияют на относительный к. п. д. в отрицательном смысле. Они могут быть снижены рациональной формой камеры сго-

рания. На всех гоночных двигателях применяются камеры сгорания полусферической или шатровой (крышевидной) формы с близкой к минимальной поверхностью при заданном объеме. В виде исключения встречаются камеры сгорания цилиндрической формы. Для уменьшения теплопередачи от продуктов горения к поверхности камеры сжатия и днищу поршня последние подвергаются тщательной полировке. Увеличение степени сжатия, уменьшая поверхность камеры сгорания, способствует сокращению тепловых потерь. Повышение числа оборотов также уменьшает тепловые потери, так как уменьшается продолжительность соприкосновения газов со стенками камеры сгорания. При повышении числа оборотов относительный к. п. д. увеличивается, хотя и незначительно.

Таблица 29

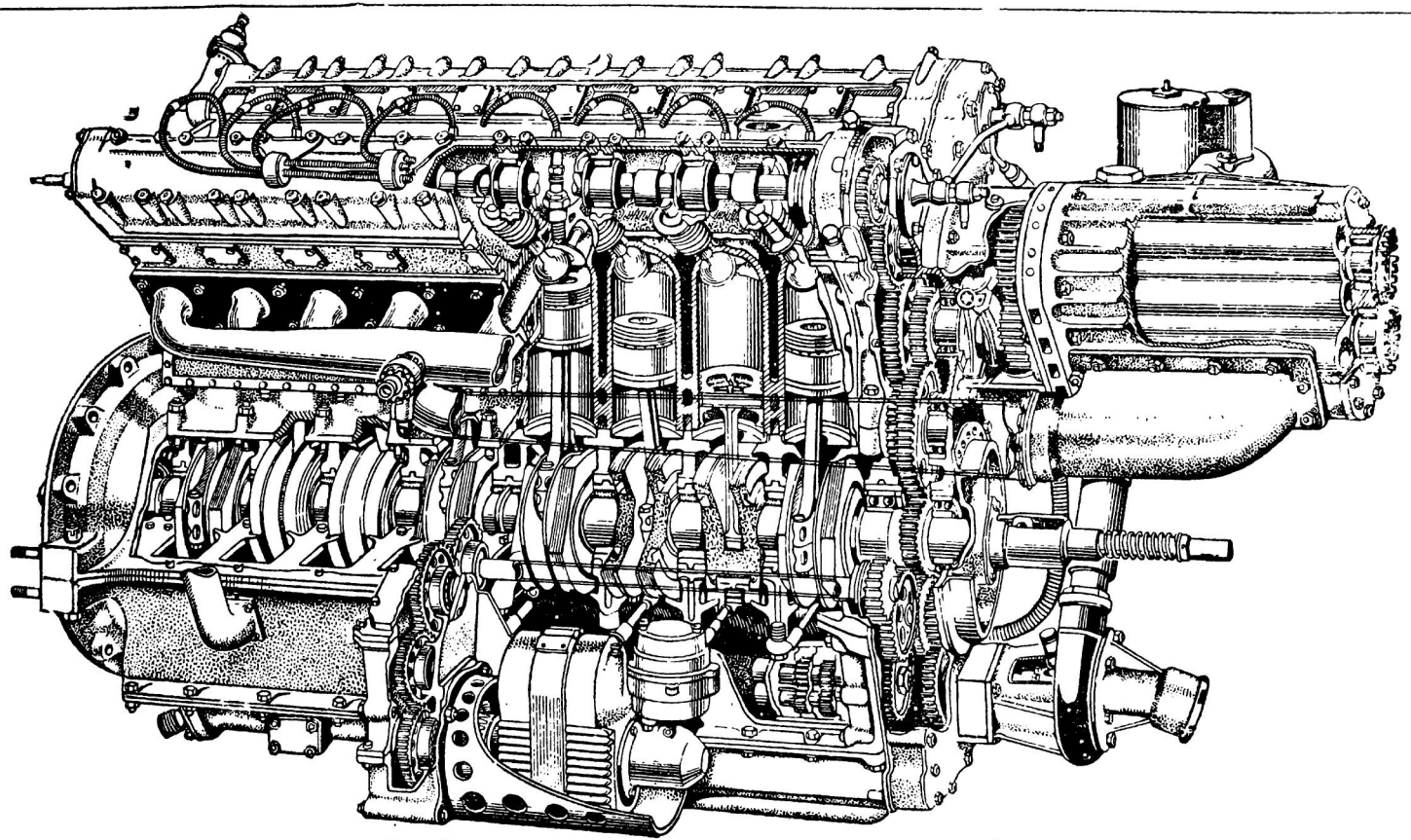
Зависимость термического коэфициента полезного действия от степени сжатия

Степень сжатия	Термический к. п. д.	Степень сжатия	Термический к. п. д.
5	0,483	13	0,650
6	0,520	14	0,661
7	0,550	15	0,670
8	0,574	16	0,679
9	0,594	17	0,686
10	0,611	18	0,694
11	0,625	19	0,702
12	0,639	20	0,707

3. Коэфициент наполнения в первую очередь зависит от скорости движения смеси в впускной трубе и клапанной щели. Потеря давления и связанное с ней ухудшение наполнения по законам гидродинамики пропорциональны квадрату скорости смеси. Для уменьшения скорости смеси гоночные двигатели имеют короткие всасывающие трубы большого сечения без крутых изгибов, впускные клапаны большого диаметра с увеличенным подъемом и фазы распределения, рассчитанные на продолжительное открытие клапана. Впускная труба может быть совсем устранена, если ставить по одному карбюратору на каждые два цилиндра, как это часто и практикуется. Некоторые фирмы идут в этом направлении дальше, устанавливая один карбюратор на каждый цилиндр (Дюзенберг). Если карбюратор питает один или два цилиндра, то он крепится фланцем непосредственно к головке двигателя. Для увеличения коэфициента наполнения число впускных клапанов увеличивается до двух (Мерседес-Бенц, Мазерати). Для уменьшения трения потока смеси о стенки и ослабления вихреобразования, отрицательно действующего на наполнение, внутренние поверхности патрубков карбюратора, диффузора, впускной трубы и впускного канала в головке полируются. На коэфициенте наполнения сказывается тепловое состояние двигателя. Чем больше нагревается смесь при входе в цилиндр от соприкосновения с горячими деталями, тем больше уменьшается ее удельный вес; поэтому в гоночных двигателях применяются головки, цилиндры, поршни и впускные трубы, изготовленные из теплопроводных материалов (алюминиевые сплавы, бронза). Теплопроводность материала в сочетании с интенсивным охлаждением снижает среднюю температуру деталей, подверженных сильному нагреванию. При увеличении числа оборотов коэфициент наполнения начинает падать вследствие увеличения скорости потока смеси. Если приняты все меры для уменьшения сопротивления потоку смеси, то сильное падение коэфициента наполнения наступает только при высоком числе оборотов. Наиболее активным средством для увеличения наполнения является переход к принудительному питанию двигателя смесью от нагнетателя. В этом случае при значительных давлениях наддува наполнение может быть значительно большим. Как указано выше, применение нагнетателя приводит к увеличению механических потерь и уменьшению степени сжатия, от которой зависит теплоиспользование.

4. Увеличение механического к. п. д. осуществляется за счет снижения потерь на трение. На многих гоночных двигателях широко используются шарико- и роликоподшипники вместо подшипников скользящего трения. В этом отношении весьма характерным примером является полуторалитровый восьмицилиндровый двигатель Делаж (Delage) (фиг. 26). Не только коренные и шатунные подшипники, но и все вспомогательные механизмы этого двигателя снабжены подшипниками качения. Скользящее трение сохранено только в подшипниках поршневых пальцев и масляной помпе.

Трение поршня составляет больше половины всех потерь на трение. Боковая нагрузка на поршень в значительной степени определяется силами инерции посту-



Фиг. 26. Гоночный двигатель Делаж 1,5 *л* типа Grand Prix.

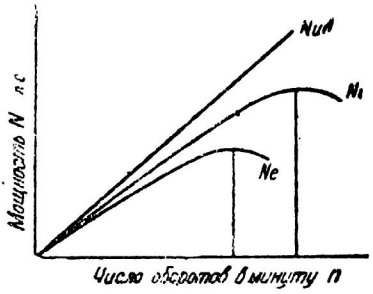
В 1927 г. форма Делаж получила звание чемпиона мира. В 1936 г. автомобиль с тем же двигателем (табл. 30, № 8) выиграл первенство Европы в классе 1.5 *л*. Блок цилиндров чугунный с несъемными головками, клапаны наклонные под углом 50° к оси цилиндра, приводятся в действие двумя верхними распределительными валами. Каждый клапан имеет три пружины. Поршни из легкого сплава с тремя компрессионными и двумя маслосбрасывающими кольцами. Коленчатый вал на восьми роликоподшипниках и двух шарикоподшипниках. Шатунные подшипники роликовые разъемные. Привод к распределительным валам и всем вспомогательным механизмам, в том числе нагнетателю типа Рутс, при помощи цилиндрических шестерен от переднего конца коленчатого вала. Заслуживает внимания широкое применение шарико- и роликоподшипников.

пательно движущихся частей. Для уменьшения инерционной нагрузки прибегают к облегченной конструкции поршней, поршневых колец и шатунов. Снижение веса поступательно движущихся частей уменьшает силу трения поршня и поршневых колец, благоприятно отзываясь на механическом к. п. д. Все трущиеся поверхности для уменьшения трения подвергаются тщательной механической обработке (суперфиниш, лаппинг, алмазная обработка) или взаимной пригирке. Наружная поверхность шатунов и нерабочие поверхности коленчатого вала также подвергаются полировке не только для повышения механической надежности, но и для уменьшения вентиляционных потерь (затраты энергии на перемешивание воздуха и трение о воздух в картере).

Сила трения, возникающая при скольжении трущихся поверхностей, отделенных одна от другой слоем смазки (жидкостное трение), пропорциональна скорости скольжения. В связи с этим наблюдается падение механического к. п. д. при увеличении числа оборотов.

5. Подбор рабочей смеси с повышенной теплотворной способностью в целях форсирования двигателя не может быть осуществлен, так как последняя почти одинакова для смесей всех видов жидких топлив с воздухом. Для гоночных двигателей выбираются топлива, способные выдерживать работу с высокой степенью сжатия без детонации. Таким образом, подбор горючего косвенным образом влияет на форсировку двигателя.

6. Из предыдущего ясно, что повышение числа оборотов нельзя рассматривать как независимый фактор, позволяющий увеличивать литровую мощность. Число оборотов увеличивает мощность только в том случае, если при этом увеличивается произведение $\eta_m \eta_v n$, несмотря на уменьшение первых двух множителей (незначительным влиянием числа оборотов на относительный к. п. д. η_g пренебрегаем)[1]. Падение механического к. п. д. и коэфициента наполнения перестает компенсироваться увеличением числа оборотов при некотором режиме, и мощность начинает падать. Все конструктивные мероприятия, которые увеличивают коэфициент наполнения и механический к. п. д., одновременно дают повышение числа оборотов, соответствующего максимальной мощности, так как произведение $\eta_m \eta_v$ медленнее уменьшается с увеличением числа оборотов. Зависимость между η_m, η_v и n определяет характер кривой, графически представляющей изменение мощности по числу оборотов, т. е. характеристики двигателя. Идеальный двигатель работает без потерь наполнения, механических и тепловых потерь, поэтому его мощность увеличивается пропорционально числу оборотов и выражается прямой наклонной линией, проведенной из начала координат (фиг. 27).



Фиг. 27. Характеристики идеального и действительного двигателя:
$N_{ид}$ — мощность идеального двигателя, работающего без потерь; N_i — индикаторная мощность; N_e — эффективная мощность.

Угол наклона прямой зависит только от степени сжатия: чем больше степень сжатия, тем больше угол. Мощность действительного двигателя, подверженного тепловым потерям и потерям наполнения, выражается кривой линией, расположенной ниже характеристики двигателя, работающего по идеальному циклу, и в отличие от последней ограничена точкой перегиба, обусловленной падением коэфициента наполнения. Ввиду того что здесь не учтены механические потери, эта кривая дает изменение индикаторной мощности. Механические потери приводят к дальнейшему уменьшению мощности действительного двигателя; характеристика эффективной мощности располагается еще ниже, и ее точка перегиба перемещается влево благодаря быстрому увеличению механических потерь с увеличением числа оборотов. Форсирование двигателей уменьшает потери и приближает характеристику двигателя к идеальной характеристике, другими словами, как бы выпрямляет кривую и отдаляет ее точку перегиба в область высоких чисел оборотов.

---

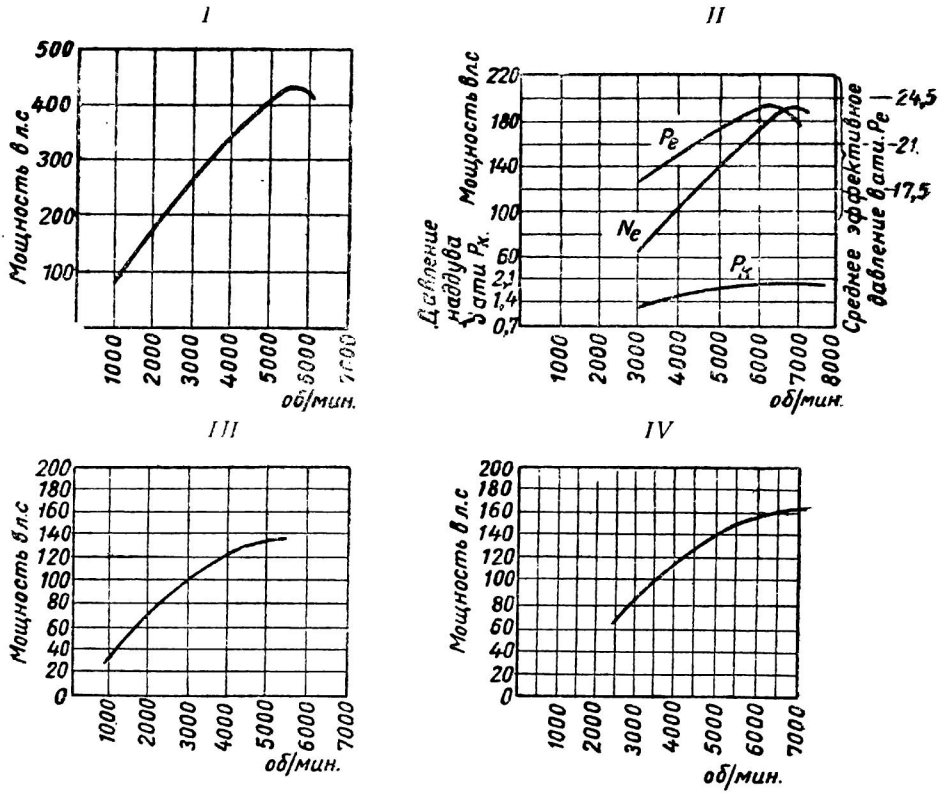
[1] Здесь также не учитывается изменение η_t со скоростью вращения двигателя, которое практически есть функция состава смеси. *Прим. ред.*

Сравнение характеристик гоночных и нормальных двигателей показывает, что характеристика гоночного двигателя всегда проходит круче. В интервале от 2000 до 4000 об/мин (приблизительно при 4000 об/мин имеет место перегиб для нормального двигателя) характеристика гоночной машины обычно имеет очень незначительную кривизну (фиг. 28).

Перейдем к рассмотрению основных технических и конструктивных параметров современных гоночных двигателей.

1. Литраж устанавливается в соответствии с международной классификацией или гоночной формулой (главы II и III). Наибольшее распространение имеют двигатели 0,75 — 6 *л*.

2. Литровая мощность двигателей с наддувом 90—100 *л. с.* для рабочих объемов 5—6 *л*; 130—140 *л. с.* для трехлитровых; 150—160 *л. с.* для 0,75—1,5 *л*.



Фиг. 28. Характеристика гоночных двигателей:

I — гоночный двигатель Alfa Romeo 12-цилиндровый 4500 *см*³ (табл. 30, № 36); *II*—эффективная мощность, среднее эффективное давление и давление наддува гоночного двигателя MG 1100 *см*³ (таблица 30, № 7); *III* — гоночный двигатель Pugatti 8 цилиндров 3300 *см*³ (таблица 15, № 4); *IV* — гоночный двигатель Talbot 8 цилиндров 1500 *см*³ (таблица 12, № 7).

Высшую литровую мощность показал гоночный автомобиль Альфа Ромео 1,5 *л*.— 222 *л.с./л* (табл. 30). Следует иметь в виду, что, по литературным данным, мощность гоночных автомобилей часто бывает преуменьшенной или преувеличенной. Преуменьшение объясняется нежеланием фирм открыть истинные причины высоких скоростей, развиваемых их автомобилями.

Преувеличение действительной мощности используется с рекламными целями. Поэтому известны случаи, когда наибольшие скорости реализовали при помощи двигателей с относительно небольшой номинальной мощностью.

Литровая мощность двигателей без наддува 50—65 *л. с.* Большинство современных двигателей этого типа не представляет собой специальных машин, построенных для гонок. Международная регламентация состязаний последних лет не поощряла развития двигателей без наддува. Весьма ограниченное количество существую-

щих гоночных двигателей без наддува получено форсированием стандартных спортивных типов.

3. Количеством цилиндров решается важный для гоночного двигателя вопрос о рабочем объеме одного цилиндра. Чем меньше рабочий объем цилиндра, тем больше может быть форсирован рабочий процесс двигателя увеличением степени сжатия и давления наддува. С уменьшением цилиндра увеличивается отношение поверхности камеры сжатия и цилиндра к их объему; тем самым создаются выгодные условия охлаждения. Малые цилиндры обеспечивают интенсивный отвод тепла от самых горячих частей двигателя — выпускного клапана и дна поршня. Уменьшение средней температуры этих деталей позволяет увеличить в известных пределах степень сжатия или давление наддува, не опасаясь появления детонации. При небольших цилиндрах легче бороться с увеличением механических напряжений в поступательно движущихся частях. По этим причинам наиболее высокие литровые мощности при достаточной надежности работы развивают двигатели с малым объемом отдельного цилиндра. Для двигателей с рабочим объемом до 1,5 *л* применяются цилиндры 0,180—0,250 *л*; при общем объеме около 3 *л* объем цилиндра 0,250—0,375 *л*; при общем объеме 5 — 6 *л* объем цилиндра 0,375—0,500 *л*. Большие цилиндры 6-литровых двигателей приняты во избежание увеличения числа цилиндров и усложнения двигателя. Существует ряд удачных конструкций двигателей с цилиндрами, несколько отклоняющимися от указанных норм (табл. 30), как например, Мерседес-Бенц 5,6 *л* и Мазерати 1,5 *л*. Малый объем цилиндров определяет их количество при заданном литраже. Двигатели до 1,1 *л* имеют 4—6 цилиндров; 1,5 — 2 *л* — 6 — 8 цилиндров; 3 — 6 *л* — 12 — 16 цилиндров. К положительным качествам многоцилиндровых двигателей следует отнести их уравновешенность и равномерный крутящий момент. Эти свойства способствуют спокойному ходу автомобилей и устраняют вибрацию на высоком числе оборотов. До войны 1914 г. классический гоночный двигатель принадлежал к четырехцилиндровому типу (табл. 3—5). С 1924 до 1938 г. наибольшее распространение имели восьмицилиндровые рядные двигатели. За последние годы восьмицилиндровые двигатели начинают уступать свое место двенадцати- и шестнадцатицилиндровым V-образным двигателям.

Из девяти автомобилей, участвовавших в гонке на Большой приз АКФ 1938 г., два имели шестицилиндровые двигатели, два — восьмицилиндровые и пять — двенадцатицилиндровые.

Если гоночная формула запрещает установку нагнетателя и предписывает норму расхода топлива, то часто применяются показавшие себя более экономичными четырехцилиндровые двигатели с объемом отдельного цилиндра до 1 *л*.

В табл. 31 приведены сведения о распространенности в США двигателей с различным числом цилиндров. Большое количество четырехцилиндровых двигателей в гонке 1936 г. объясняется применением нормы расхода топлива — 17,7 *л* на 100 *км* и запрещением применения нагнетателя. В следующие годы значительный процент четырехцилиндровых двигателей сохранился как наследие применявшейся ранее формулы. Для более раннего периода, когда 500-мильная гонка подчинялась требованиям интернациональной формулы, характерно использование на гоночных автомобилях двигателей с бо́льшим числом цилиндров даже при малом литраже. Преобладающим типом двигателя, как и в Европе, был восьмицилиндровый с рядным расположением цилиндров.

4. Степень сжатия для двигателей без наддува заключается в пределах 9—12, хотя иногда встречаются более высокие степени сжатия — до 14 и даже до 18. Средняя степень сжатия двигателей автомобилей участников 500-мильной гонки в Индианаполисе 1936 г. была равна 10; в этой гонке расход горючего был ограничен и нагнетатели не допускались. Если все участники гонки получают одинаковое топливо от технического комитета, допустимая степень сжатия всецело зависит от антидетонационных качеств этого топлива. У двигателей с наддувом степень сжатия ниже. В зависимости от давления подаваемой смеси она колеблется от пяти до девяти.

5. Число оборотов, соответствующее максимальной мощности для двигателей без наддува и больших двигателей с наддувом (5—6 *л*), редко превышает 6000 в минуту. Более быстроходные двигатели с наддувом с рабочим объемом до 3 *л* развивают 7000—8000 об/мин. Некоторое значение имеет способность двигателей

Таблица 30

Основные параметры гоночных автомобильных двигателей

№ по пор.	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D	Рабочий объем в см³	Рабочий объем одного цилиндра в см³	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Среднее эффективное давление в кг/см²	Степень сжатия	Средняя скорость поршня в м/сек	Литровая мощность в л. с./л	Наличие магнетоя
1	Ниббио Гуцци[1]	2—V	—	—	—	500	250	55	7800	12,7	—	—	110	Нет
2	DKW[2]	4	59,00	68	1,15	746	186	60	6000	6,0	5,90	13,6	80	—
3	MG	4	57,00	73	1,28	746	186	60	6300	11,5	—	15,3	80	Есть
4	Остин	4	60,00	65	1,08	744	186	116	7600	18,5	—	16,5	156	„
5	Альта	4	60,00	95	1,58	1 074	268	110	6500	13,8	6,30	20,6	102	„
6	Мазерати	4	65,00	82	1,26	1 088	272	150	7200	17,2	—	19,7	138	„
7	MG	6	57,00	71	1,24	1 086	181	193	6800	23,5	—	16,1	178	„
8	Делаж	8	55,50	75	1,35	1 440	180	200	8000	15,6	—	20,0	139	„
9	Мазерати	6	65,00	75	1,15	1 493	249	175	6680	15,8	—	16,7	117	„
10	Фрезер Неш	4	69,00	100	1,45	1 496	374	160	7000	13,8	—	23,3	107	„
11	Мазерати	4	69,00	100	1,45	1 496	374	200	7100	17,0	—	23,6	134	„
12	ERA	6	57,00	95	1,67	1 450	242	176	7200	14,6	—	22,8	117	„
13	Райли	4	—	—	—	1 500	375	90	6000	9,0	8,50	—	60	Нет
14	Миллер	8	56,00	76	1,35	1 500	187	150	6200	14,5	—	15,7	100	Есть
15	Альфа Ромео	8	58,00	70	1,21	1 480	185	200	8000	15,2	—	18,7	135	„
16	Мазерати	4	78,00	78	1,00	1 490	373	210	8000	15,9	—	20,8	141	„
17	Альта	4	68,75	100	1,46	1 488	372	130	5500	14,4	—	18,3	87	„
18	„	4	68,75	100	1,46	1 488	372	200	5000	24,0	—	16,6	133	„
19	ERA	6	62,80	80	1,28	1 487	248	240	8000	18,1	—	21,4	161	„
20	Мерседес-Бенц	8—V	64	58	0,90	1 500	187	274	7800	21	6,5	15,1	183	„
21	Альта	4	79,00	100	1,26	1 960	490	150	5400	12,8	—	18,0	77	„
22	Бугатти	8	60,00	100	1,66	2 300	283	140	5500	10,0	6,00	18,3	61	„
23	Мазерати	8	69,00	100	1,45	2 991	374	260	5600	14,0	5,25	18,7	87	„
24	„	8	69,00	100	1,45	2 991	374	312	6200	15,1	5,75	20,6	104	„
25	Альфа Ромео	8	68,00	100	1,47	2 904	363	255	5400	14,6	6,00	18,0	88	„
26	Делаж	6	83,70	90,5	1,08	2 988	498	137	5250	7,9	8,48	15,8	46	Нет
27	Альфа Ромео	12—V	68,00	69	1,01	3 000	250	306	6000	15,3	—	13,8	102	Есть
28	„ „	16—V	58,00	70	1,21	2 960	185	380	7000	15,9	—	16,3	126	„
29	Мазерати	8	69,00	100	1,45	2 991	374	370	6500	17,1	—	21,6	123	„
30	Альфа Ромео	8	78,00	100	1,28	3 820	477	325	5400	14,2	6,50	18,0	85	„
31	„ „	12—V	70,00	88	1,26	4 062	342	345	6200	12,3	7,50	18,2	82	„
32	Миллер	8	82,50	95,3	1,15	4 080	510	210	6000	7,7	—	19,0	51	Нет
33	Оффенхаузер	4	109,0	117	1,07	4 400	1100	190	—	—	—	—	43	„

№ по пор.	Фирма	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в *мм*	Ход поршня в *мм*	Отношение хода поршня к диаметру цилиндра *S/D*	Рабочий объем в *см*³	Рабочий объем одного цилиндра в *см*³	Мощность в *л. с.*	Число оборотов в минуту	Среднее эффективное давление в *кг/см*²	Степень сжатия	Средняя скорость поршня в *м/сек*	Литровая мощность в *л. с./л*	Наличие магнетатора
34	Тальбо	6	—	—	—	4500	750	250	5000	10,0	—	—	55	Нет
35	Делаэ	12—V	75,00	84,7	1,13	4500	374	260	5050	10,3	—	14,3	58	„
36	Альфа Ромео . .	12—V	72,00	92	1,28	4500	374	430	5800	14,8	—	17,8	95	Есть
37	Бугатти	8	86,00	107	1,24	4900	612	300	5000	11,0	—	17,8	61	„
38	Мерседес-Бенц .	12—V	82,00	88	1,07	5600	465	600	6000	16,0	—	17,6	107	„
39	„ „	8	94,00	102	1,08	5600	708	600	6000	16,0	—	20,4	107	„
40	Ауто Унион . .	16—V	75,00	85	1,13	6000	375	600	5750	15,6	—	16,3	100	„
41	Мерседес-Бенц .	6	100,0	150	1,50	7020	1170	320	3600	11,4	6,25	18,0	46	„
42	Непир[3]	12—W	140,0	130	0,93	24000	2000	1450	3600	15,0	—	15,6	60	„
43	Роллс Ройс[3] . .	12—V	152,4	167,6	1,10	36582	3048	2500	3200	19,2	—	17,9	68	„
44	Чизиталиа . . .	4	68	75	1,1	1090	273	60	5500	9	9,5	13,7	55	Нет
45	Фиат	12—V	50	63	1,26	1500	125	160	7000	14	—	14,7	108	Есть
46	Альта	4	78	78	1	1480	370	225	7000	19,5	8,1	18,2	152	„
47	Де Куси	8	58	70	1,21	1480	185	250	8200	18,5	5	19,1	169	„
48	Феррари	12—V	55	52,5	0,95	1496	125	118	6800	10,4	9,5	11,9	79	Нет
49	Альфа Ромео . .	12опп	54	54	1	1484	124	330	8600	23,2	—	15,5	222	Есть
50	Альта	4	83,5	90	1,08	1960	490	300	7000	19,7	8,1	21	153	„
51	Торн (Спаркс) .	6	81,2	95	1,17	2960	495	350	7400	14,4	—	23,4	118	„
52	Оффенхаузер . .	8	76	82,5	1,09	2990	375	350	6500	16,2	—	17,9	117	„
53	Уинфильд . . .	8—V	79,5	75	0,94	2980	372	450	8000	17,0	—	20,0	151	„
54	Мерседес-Бенц .	12 - V	67	70	1,04	2960	246	483	7800	18,8	—	18,2	163	„
55	Миллер	16—V	55,6	76	1,37	2950	184	400	7200	17	5,5	18,2	135	„
56	Мерседес-Бенц .	8	78	88	1,13	3360	420	302	5800	14,0	—	19,3	90	„
57	Мерседес-Бенц .	8	82	102	1,16	4300	538	462	5800	16,7	—	19,7	107	„

[1] Двигатель от мотоцикла.
[2] Двухтактный.
[3] Авиационные двигатели.

Общие замечания:

1. Двухрядные и трехрядные двигатели помечены в графе числа цилиндров знаками — V и W, остальные двигатели — с рядным расположением цилиндров.

2. Двигатели № 13, 26 и 41 — спортивного типа, подготовленные для гонок.

3. Двигатели № 42 и 43 были установлены на автомобиле для побития абсолютного рекорда скорости.

4. Все двигатели, приведенные в таблице, выпущены заводами в период 1934—1946 гг. Исключением являются двигатели № 2, 3, 14, 22, 37, 41, 42, 43, 45 и 55, относящиеся к 1927—1933 гг.

5. Распределительный механизм двигателей № 1, 3, 7, 10, 22, 41, 43 и 44 имеет один верхний распределительный вал; двигателей № 12, 13, 19, 26, 34 и 35 — верхние клапаны с нижним распределительным валом, двигателя № 40 — смешанное распределение; остальных двигателей (кроме № 2) — два верхних распределительных вала.

Таблица 31

Число цилиндров двигателей у автомобилей 500-мильной гонки в Индианаполисе

Год	4-цилиндровые		6-цилиндровые		8-цилиндровые		12-цилиндровые		16-цилиндровые	
	Число	%	Число	%	Число	%	Число	%	Число	%
1935	20	61	—	—	13	39	—	—	—	—
1936	31	72	2	4,6	9	21	—	—	1	2,4
1937	30	62,5	2	4,2	14	29,3	1	2	1	2
1938	18	53	5	15	10	29	1	3	—	—
1939	20	45,5	8	18	14	31,9	1	2,3	1	2,3
1940	19	58	4	12	9	27	—	—	1	3
1946	15	45,5	4	12	13	39,5	—	—	1	3

выдерживать высокое число оборотов за перегибом характеристики. В условиях дорожной гонки бывают моменты, когда выгодно закончить разгон на промежуточной передаче, переходя за число оборотов, соответствующее максимуму мощности. Полуторалитровый двигатель Мерседес-Бенц успешно работал 1 час при 11 000 об/мин. Гоночный двигатель Остин (Austin) во время состязаний неоднократно развивал 10 000 об/мин; при испытаниях на тормозе двигатель выдерживал без повреждений 14 000 об/мин.

6. Наряду с числом оборотов исключительно важным параметром является среднее эффективное давление. Литровая мощность выражается через число оборотов и среднее эффективное давление следующей общеизвестной формулой:

$$N_л = \frac{p \cdot n}{900} \text{ л. с.},$$

где p — среднее эффективное давление в $кг/см^2$,

n — число оборотов в минуту.

Среднее эффективное давление характеризует работу, получаемую от каждой вспышки, и в большинстве случаев может служить критерием для оценки форсировки рабочего процесса[1]. Для двигателей с наддувом среднее эффективное давление — от 15 до 20 $кг/см^2$; у рекордных двигателей — до 24 $кг/см^2$. Двигатели без наддува имеют среднее эффективное давление 9—12 $кг/см^2$.

7. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра (S/D) всегда привлекало внимание конструкторов и, как отмечено в историческом обзоре, даже служило предметом регламентации. В последнее время наблюдается ясно выраженная тенденция к уменьшению S/D. Для большей части гоночных двигателей S/D заключается в пределах 1 — 1,3. Переход к применению короткоходных двигателей имеет целый ряд причин. Короткоходные двигатели легче, так как поверхность рабочей части цилиндра при данном объеме достигает минимума при $S/D = 1$. Следствием большого отношения S/D является высокая нагрузка нижнего шатунного подшипника из-за увеличения центробежной силы вращающихся масс. Эта нагрузка не компенсируется уменьшением силы инерции поступательно движущихся частей, обусловленным малым весом поршня. Шатунный подшипник — одно из самых напряженных мест быстроходного двигателя, поэтому его перегрузка — крайне нежелательное явление. Интересную работу по исследованию влияния отношения S/D на динамику двигателя выполнил G. Sartoris путем сравнения двух двигателей с одинаковым рабочим объемом, степенью сжатия, числом оборотов и отношением длины шатуна к радиусу кривошипа ($V = 250$ $см^3$, $\varepsilon = 5{,}8$, $n = 7000$, $\lambda = 4{,}5$), но различным отношением S/D. Для одного двигателя было принято $S/D = 2$, для другого — $S/D = 0{,}5$. Результаты исследования (табл. 32) показывают, что сравнение говорит в пользу короткоходного двигателя, для которого средняя нагрузка на шатунный подшипник почти вдвое меньше. Весьма существенным преимуществом короткоходных двигателей следует считать возможность размещения больших клапанов благодаря увеличению диаметра цилиндра. Следовательно, уменьшение S/D

[1] Среднее эффективное давление может быть низким при форсированном рабочем процессе, если механические потери ненормально велики.

Таблица 32

Результаты исследования G. Sartoris по сравнению качеств длинноходных и короткоходных двигателей

Тип двигателя	Исходные данные				Нагрузки			
	Ход поршня в *мм*	Диаметр цилиндра в *мм*	Вес вращающихся частей в *кг*	Вес поступательно движущихся частей в *кг*	Центробежная сила вращающихся частей в *кг*	Сила инерции поступательно движущихся частей в *кг*		Средняя нагрузка на шатунный подшипник коленчатого вала в *кг*
						максимальная	средняя	
Длинноходный .	108,4	54,2	0,271	0,318	803	1152	602	1295
Короткоходный .	43,0	86,0	0,208	0,688	254	990	515	660

Примечания.

1. При определении средней нагрузки на шатунный подшипник коленчатого вала приняты во внимание сила инерции и давление газов.
2. Средняя боковая нагрузка на поршень у длинноходного двигателя равна 68 *кг*, у короткоходного — 58 *кг*.

способствует улучшению коэфициента наполнения и литровой мощности. Средняя скорость поршня, которая определяет механические потери, больше для длинноходных двигателей. В упомянутом исследовании средняя скорость поршня длинноходного двигателя в 2,5 раза больше, а боковая нагрузка поршня на 15% больше, чем у короткоходного. Отсюда можно притти к заключению, что механический к. п. д. при малом S/D должен быть выше.

При высокой степени сжатия камера сгорания короткоходного двигателя приобретает плоскую форму, невыгодную вследствие увеличения тепловых потерь. Однако это обстоятельство не имеет значения для гоночных двигателей, почти всегда снабженных нагнетателями и работающих с относительно низкой степенью сжатия.

Совокупность преимуществ короткоходных двигателей заставляет конструкторов отдавать предпочтение малым отношениям S/D. Известный английский конструктор двигателей с наддувом М. А. Мак Эвой (M. A. Mc Evoy) рекомендует для двигателя с цилиндрами объемом 250 $см^3$ в качестве оптимального варианта $D = 70$ *мм* и $S = 64$ *мм*, т. е. $S/D = 0{,}91$.

8. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (λ) у гоночных двигателей не имеет особых отличительных особенностей. Численное значение λ колеблется от 1:3,7 до 1:4,5. Более короткие шатуны обычно ставятся на двигатели большого литража во избежание увеличения высоты двигателя и вместе с ней площади лобового сопротивления автомобиля.

9. Литровый вес (вес двигателя на 1 *л* рабочего объема), несмотря на применение легких сплавов, лишь немногим меньше, чем у нормальных автомобилей, и равен 40—90 *кг/л*. Меньшая цифра соответствует большим двигателям в 4—6 *л*; верхний предел относится к рабочим объемам до 1,5 *л*. Сравнительно большой вес гоночных двигателей объясняется их сложностью — наличием нагнетателя, нескольких карбюраторов, двух распределительных валов и т. п. Удельный вес (вес на 1 *л. с.*) примерно равен 0,4 — 0,6 *кг/л. с.* для двигателей большого литража и 0,7—0,8 *кг/л. с.* для малолитражных. В табл. 33 даны литровые и удельные веса нескольких двигателей, выпущенных за последнее десятилетие. Сведения о весе гоночных двигателей опубликовываются редко; есть основания предполагать, что удельные веса наиболее форсированных современных двигателей ниже вышеуказанных.

10. К числу мало меняющихся параметров следует отнести среднюю скорость поршня. По табл. 5 — 16 нетрудно убедиться, что средняя скорость поршня в течение последних 25 лет не выходила из диапазона 16—20 *м/сек*, несмотря на значительный рост числа оборотов. Причину этого явления можно видеть в тенденции к уменьшению отношения S/D и к переходу на цилиндры малого объема.

Таблица 33

Вес гоночных автомобильных двигателей

Год	Фирма	Раб. объем в *л*	Мощность в *л. с.*	Вес в *кг*	Литровый вес в *кг/л*	Удельный вес в *кг/л. с.*	Примечание
1924	Альфа Ромео . .	2,00	140	198	99	1,41	Табл. 10, № 6
1931	„ „	2,34	165	215	92	1,30	„ 14, № 2
1932	„ „	2,65	210	198	75	0,94	„ 14, № 3
1933	Мазерати	3,00	210	175	58	1,20	„ 14, № 4
1934	Альфа Ромео . .	2,90	255	210	72	0,82	„ 15, № 1
1935	„ „	3,80	325	205	54	0,63	„ 30, № 30
1936	„ „	4,06	345	203	50	0,59	„ 30, № 31
1936	Мазерати . . .	2,99	260	182	61	0,70	„ 30, № 23
1936	„ „	2,99	312	184	61,5	0,59	„ 30, № 24
1937	„ „	1,49	175	135	91	0,77	„ 30, № 9
1936	Мерседес-Бенц .	4,30	462	213	49,5	0,46	
1937	„ „ .	5,66	592	221	39	0,37	

В примечаниях указан номер таблицы с остальными техническими сведениями.

Конструкторы гоночных двигателей стремятся ограничить среднюю скорость поршня, чтобы по возможности снизить потери на трение и заодно предохранить трущиеся поверхности от быстрого износа.

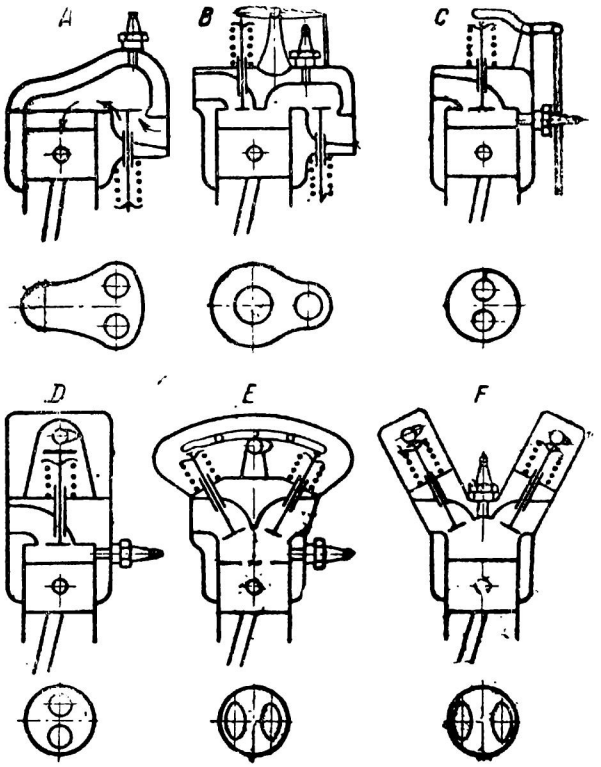
2. КОНСТРУКЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Общая конструктивная схема двигателя в значительной степени зависит от конструкции распределительного механизма. Наполнение цилиндра радикально влияет на мощность и определяется размером и расположением клапанов, а также конфигурацией впускных каналов в головке цилиндра. С другой стороны, впуск смеси и выпуск отработавших газов у четырехтактных двигателей всегда производится через верхнюю часть цилиндра и, следовательно, конструкция распределительных органов тесно связана с формой камеры сжатия, тепловыми потерями и характером протекания процесса горения. Таким образом, вопрос о выборе типа распределительного механизма охватывает почти все факторы, имеющие существенное значение для получения высокой мощности. Поэтому вполне понятно, что как раз в системе газораспределения гоночных двигателей заключаются характерные особенности, редко встречающиеся в общепринятых стандартных конструкциях. Чтобы выяснить, какой тип распределения лучше всего подходит для гоночного двигателя, рассмотрим фиг. 29, на которой изображены шесть основных схем различных способов расположения клапанов и распределительных валов и различных типов камер сгорания. Почти все автомобильные двигатели нормального и гоночного назначения построены по одной из этих схем.

Схема *А* соответствует обычному двигателю с боковыми односторонними клапанами, управляемыми распределительным валом, расположенным в картере. Камера сгорания имеет вытянутую несимметричную форму как в плане, так и в разрезе по оси цилиндра. Сравнительно большая поверхность камеры сгорания способствует увеличению тепловых потерь. Смещение камеры сгорания с оси цилиндра, обусловленное боковым расположением клапанов, создает длинные пути распространения пламени от свечи и не дает возможности работать с высокой степенью сжатия

вследствие появления детонации. При впуске смесь вынуждена три раза менять направление движения, каждый раз поворачивая на 90°. Извилистый путь создает большое сопротивление потоку смеси и снижает коэфициент наполнения.

Несмотря на улучшения камер сгорания с боковыми клапанами, выполненные в течение последних двадцати лет целым рядом выдающихся исследователей, этот тип камер до сих пор остается неприемлемым для гоночных целей и менее совершенным, чем конструкции с верхними клапанами. Основное преимущество схемы *A* — простота распределительного механизма — оправдывает широкое распространение такого рода двигателей, но для гоночного автомобиля не имеет особого значения.



Фиг. 29. Схемы устройства распределительного механизма и расположения клапанов

Схема *B* представляет собой промежуточный тип распределения, имеющего верхний впускной и боковой выпускной клапаны. Все сказанное о тепловых потерях и качествах схемы *A* в отношении детонации остается в силе и для схемы *B*, хотя в этом последнем типе боковая клапанная коробка несколько меньше по объему. Главным преимуществом схемы *B* является возможность почти неограниченного увеличения впускного клапана без увеличения поверхности камеры сгорания и выгодная форма всасывающего канала головки. При входе в цилиндр смесь поворачивает под углом в 90°. По сравнению со схемой *A* здесь сопротивление потоку смеси меньше, что в сочетании с большим впускным клапаном обеспечивает высокий коэфициент наполнения. В настоящее время эта схема применяется редко, так как она усложняет двигатель и в то же время не имеет всех преимуществ конструкций с верхними клапанами. Двигатели автомобилей Мерседес, получивших первый приз в гонках на кубок Гордон Беннетта в 1903 г. и на Большой приз АКФ 1908 г., были выполнены по схеме *B*. После войны 1914 г. на некоторых моделях спортивных автомобилей Бентлей применялась такая же конструкция.

Схема *C* изображает двигатель с верхними клапанами. Клапаны расположены рядом в головке цилиндра и приводятся от нижнего распределительного вала через посредство толкателей, тяг и коромысел. В данном случае камера сгорания отличается более выгодной цилиндрической формой без каких-либо боковых отростков, увеличивающих тепловые потери. Путь распространения пламени меньше, чем в предыдущих схемах, и равен диаметру цилиндра, так как свеча расположена на боковой поверхности камеры сгорания. Отсюда следует, что образование в процессе горения волн повышенного давления и возникновение детонации менее вероятны. Коэфициент наполнения двигателя с распределением по схеме *C* получается достаточно высоким вследствие простой формы впускного канала, вполне аналогичного по своей форме каналу схемы *B*. Главный недостаток схемы *C* заключается в высоком весе поступательно движущихся частей клапанного механизма. Большие силы инерции этих деталей при увеличении числа оборотов препятствуют клапанам точно следовать за движением кулачка; получается отставание клапанов

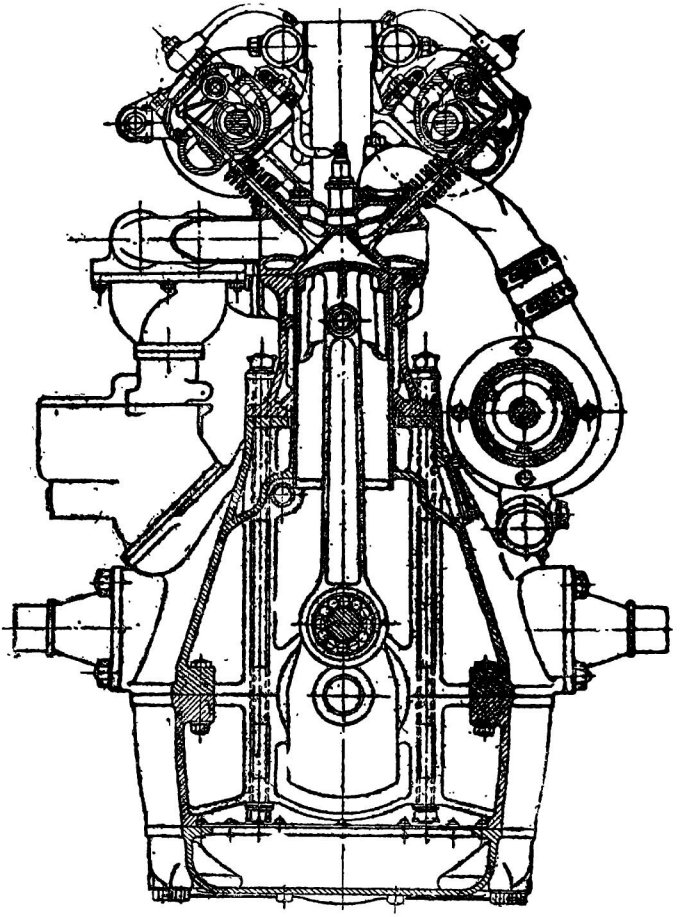
и нарушение фаз распределения, двигатель начинает давать перебои и его мощность быстро падает. Усиление пружин в известных пределах допускает увеличение числа оборотов, но влечет за собой рост механических потерь и напряжений в деталях распределительного механизма.

Схема *D* дает возможность ликвидировать основной недостаток схемы *C*. Здесь распределительный вал перенесен на головку цилиндров и действует непосредственно на клапаны. Незначительная сила инерции клапанов и их пружин позволяет двигателю развивать высокое число оборотов, сохраняя точную работу распределительного механизма. Перенесение распределительного вала наверх освобождает обе стороны блока цилиндров и головки от механизмов привода клапанов, и поэтому впускной и выпускной трубопроводы могут быть вынесены на разные стороны. Это обстоятельство дает дополнительную выгоду в смысле предохранения впускной трубы от нагрева выхлопным коллектором; подогрев смеси ведет к понижению ее плотности и уменьшает вес заряда, поступающего в цилиндры. Кроме того, при свободном расположении трубопроводов им легче можно придать наиболее выгодную форму. Схема *D* положена в основу многих спортивных и некоторых гоночных двигателей (например, MG и Фрезер Неш, табл. 30, № 7 и 10).

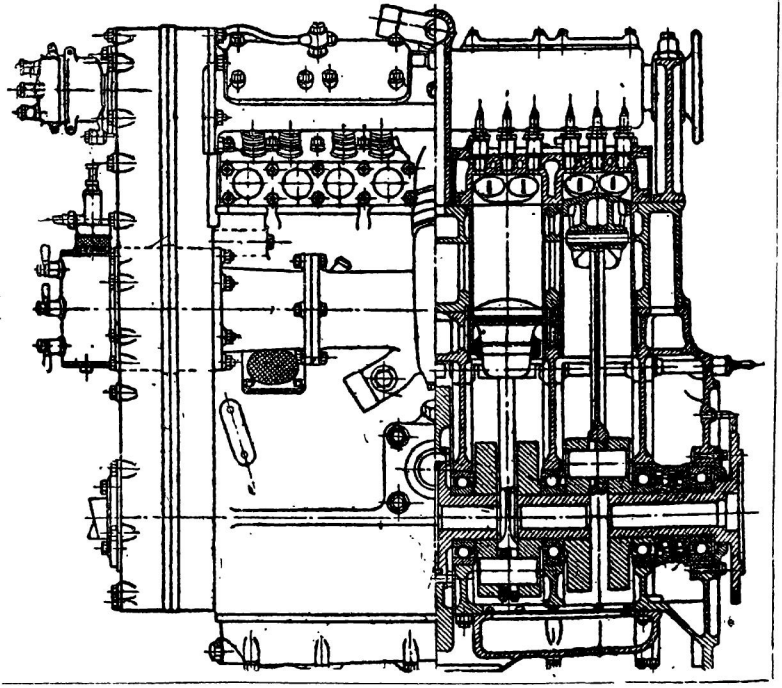
На схеме *E* представлен двигатель с полусферическими камерами сгорания и наклонными клапанами, расположенными в два ряда в головке цилиндров. Верхний распределительный вал действует на клапаны при помощи коромысел. Полусферическая камера имеет минимальную поверхность и, следовательно, обусловливает минимальные потери тепла. Наполнение при наклонных клапанах еще более выгодно, чем при верхних вертикальных. Если предположить, что угол между клапанами 90°, то клапанное седло стоит под углом 45° к плоскости фланца для присоединения карбюратора или впускной трубы и, стало быть, поток смеси, проходящей по впускному каналу головки цилиндра, поворачивает только на 45° (по предыдущей схеме на 90°). Для быстроходных двигателей чрезвычайно важно, чтобы в конце хода сжатия имелось вихревое движение смеси. Только в этом случае возможно полное и достаточно быстрое для получения полезного эффекта сгорание при средних скоростях поршня 16—20 *м/сек*. Как показал опыт, скорость распространения пламени в неподвижной смеси не превышает нескольких метров в секунду. Двигатели с верхним расположением клапанов обеспечивают интенсивное завихривание, благодаря чему получаются хорошее перемешивание смеси, высокая скорость сгорания и увеличивается допустимая степень сжатия. Рикардо доказал экспериментальным путем зависимость между допустимой степенью сжатия и интенсивностью завихривания; с усилением вихревого движения смеси увеличивается допустимая степень сжатия.

Инерционная нагрузка клапанного механизма по схеме *E* несколько выше, так как между клапаном и кулачком введены коромысла. Впрочем эти детали могут быть выполнены настолько легкими, что их присутствие почти не отражается на способности двигателя развивать высокое число оборотов.

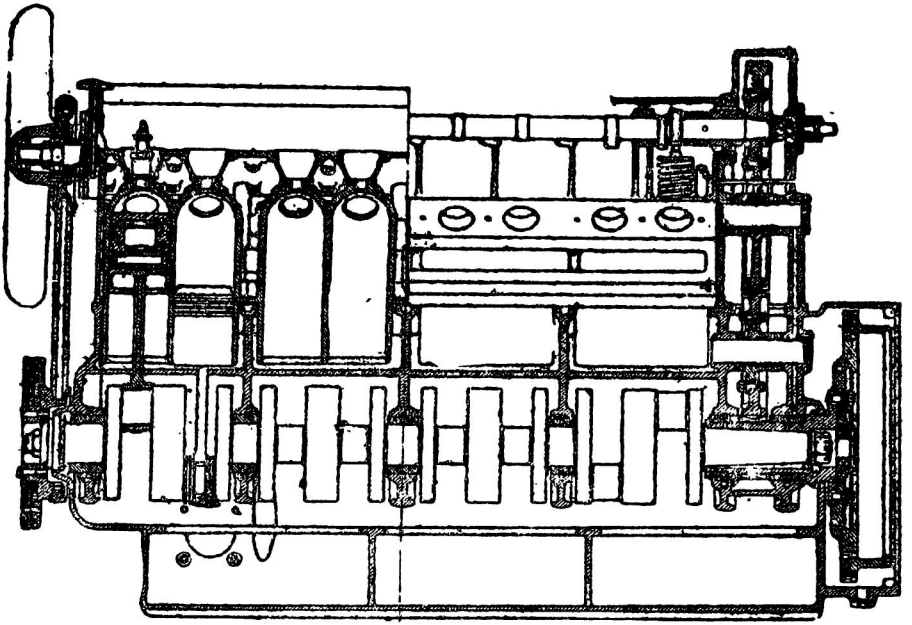
Распределительный механизм по схеме *F* имеет полусферические камеры сгорания и наклонные клапаны, сгруппированные в два ряда над головками цилиндров, но в отличие от предыдущей конструкции каждый ряд клапанов управляется отдельным распределительным валом. Таким путем удается сохранить наклонные клапаны без введения дополнительных возвратно движущихся частей. Это оформление конструкции распределительного механизма иногда носит название схемы Цуккарелли по имени ее изобретателя. Первый гоночный двигатель с приводом распределения по схеме Цуккарелли был построен фирмой Пежо в 1912 г. (фиг. 7). С тех пор эта схема получила всеобщее признание и почти исключительное распространение на гоночных автомобилях. Из рассмотрения остальных устройств распределительных механизмов очевидно, что конструкция, предложенная Цуккарелли, объединяет все положительные качества, влияющие на получение высокой мощности. Кроме того, как особые преимущества, следует отметить: во-первых, центральное расположение свечи, которое уменьшает пути горения до половины диаметра цилиндра со всеми благоприятными для работы двигателя последствиями, и, во-вторых, возможность более удобной установки моментов открытия и закрытия клапанов путем углового смещения распределительных валов. Последнее значительно облегчает окончательную форсировку двигателя, потому что выбор



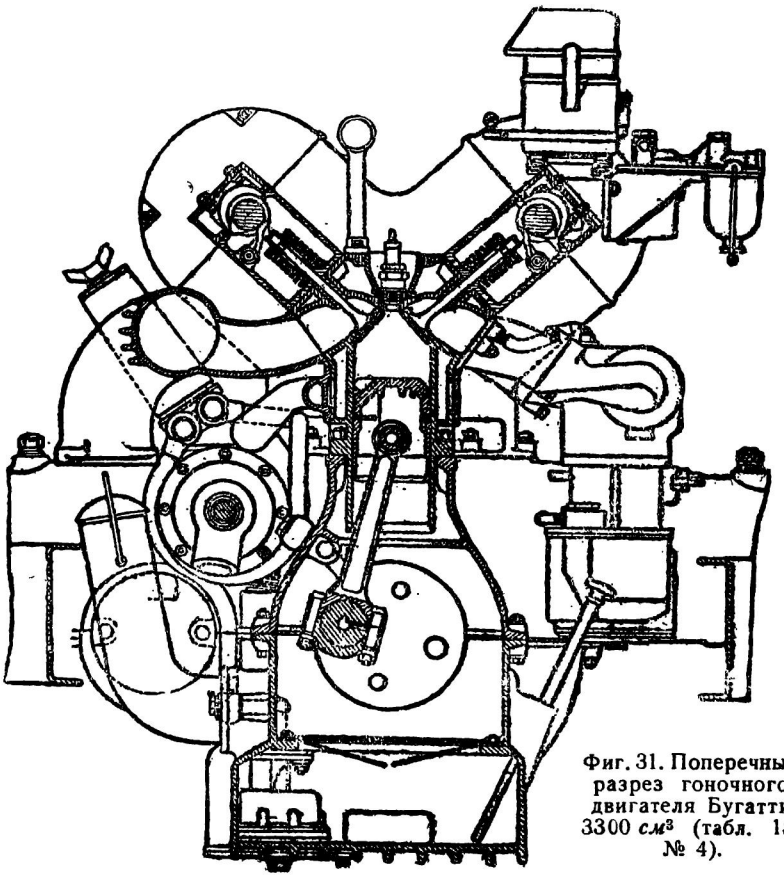
Фиг. 30. Гоночный трехлитровый двигатель Воксхолл. Четыре цилиндра, диаметром 85 *мм*, ход поршня 132 *мм*, мощность 129 *л. с.* при 4500 об/мин. Поперечный разрез.



Фиг. 30а. Продольный разрез гоночного двигателя Воксхолл.

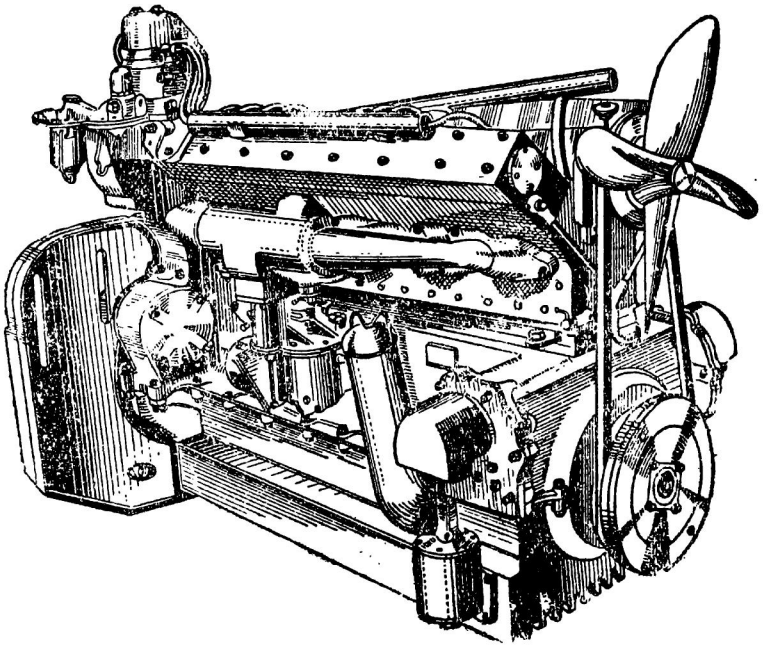


Фиг. 31а. Продольный разрез гоночного двигателя Бугатти 3300 *см*³.



Фиг. 31. Поперечный разрез гоночного двигателя Бугатти 3300 *см*³ (табл. 15, № 4).

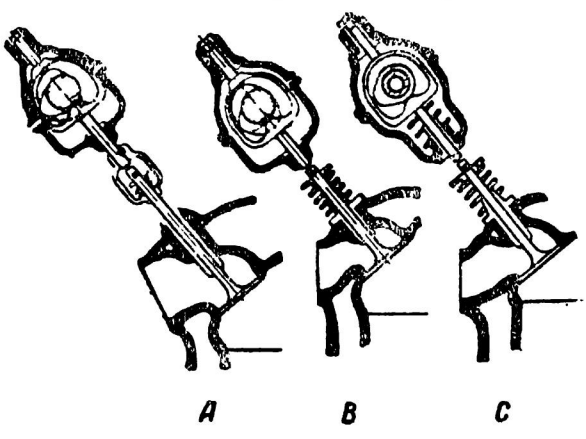
оптимальных моментов открытия и закрытия клапанов всегда производится экспериментальным путем. Удвоенное количество распределительных валов, к тому же широко расставленных, вызывает необходимость довольно сложной передачи от коленчатого вала, повышает стоимость и увеличивает вес двигателя. Гоночные машины обслуживаются квалифицированным персоналом и не являются продуктом массового производства, а значит, такие недостатки играют второстепенную роль.



Фиг. 32. Внешний вид гоночного двигателя Бугатти 3300 *см*³ (табл. 15, № 4).

Конструкции гоночных двигателей с двумя верхними распределительными валами показаны на фиг. 26, 30, 31 и 36.

В большинстве случаев каждый цилиндр имеет по одному впускному и выпускному клапану. Некоторые фирмы ставят по два впускных и выпускных клапана (Мерседес-Бенц, Мазерати), причем камера сгорания приобретает шатровую (крышевидную) форму. Удваивая число клапанов, можно получить большие проходные сечения и облегчить температурный режим работы, так как тарелки клапанов малого диаметра находятся в более выгодных условиях охлаждения и в связи с этим меньше нагреваются. Увеличение числа клапанов в первую очередь рекомендуется для цилиндров большого диаметра с рабочим объемом 500—700 *см*³, более склонных к перегреву. Наличие четырех клапанов не вносит принципиальных изменений в устройство распределительного механизма; количество кулачков на каждом распределительном валу увеличивается вдвое.



Фиг. 33. Устройство распределительных механизмов гоночных двигателей: *A*—Делаж, *B*—Пежо, *C*—Сёнбим.

В старых конструкциях двигателей, с распределением по схеме Цуккарелли, распределительные валы помещались в отдельные алюминиевые картеры, которые

затем прикреплялись к головкам цилиндров на специальных стойках или приливах; стержни клапанов и пружины оставались снаружи и были подвержены загрязнению. Конструкция подобного типа показана на фиг. 30, где изображен гоночный двигатель Воксхолл 1922 г. Между прочим, в этой машине преимущества схемы Цуккарелли использованы не полностью вследствие того, что между клапаном и кулачком введены коромысла и толкатели. В настоящее время распределительные валы помещают непосредственно в головке цилиндров. Согласно современным методам проектирования нижние половины подшипников распределительного вала отливаются вместе с головкой. Головка цилиндров в верхней части имеет с обеих сторон корытообразное сечение и охватывает стержни клапанов, пружины и кулачковый вал. Сверху весь механизм закрывается легкими алюминиевыми крышками. Такие конструкции представлены на фиг. 26 и 31. Здесь все детали хорошо защищены от внешних влияний и возможность появления течи даже при обильной циркуляционной смазке исключается.

С внешней стороны двигатель, как показано на фиг. 32, принимает простой, гладкий и красивый вид.

В конструкциях распределения по схеме Цуккарелли в результате нецентрального приложения силы и наличия трения между кулачком и концом клапана возникает довольно значительное боковое усилие на направляющую клапана.

В первых конструкциях двигателей с двумя верхними распределительными валами старались устранить боковое давление на клапан, сохраняя между кулачком и клапаном толкатели особой формы (фиг. 33). Такие устройства относятся к периоду 1912—1914 гг. Схема *С* показывает клапанный механизм двигателя Сёнбим. Толкатель выполнен с проушиной для распределительного вала, а направляющие части толкателя расположены по обе стороны проушины, во избежание перекоса при небольшой длине направляющих. Обратный ход клапан и толкатель совершают под действием самостоятельных пружин. Ввиду того что толкатель увеличивает вес возвратно-поступательно движущихся частей, фирма Пежо применяла систему с принудительным движением толкателя в обе стороны согласно схеме *В*. Здесь кулачки выполнены двойными: главный кулачок служит для открытия клапана, а вспомогательный возвращает толкатель в исходное положение. Поэтому пружина установлена только на клапане; масса деталей, движущихся от усилия пружины, сведена до минимума. Дальнейшее усовершенствование по схеме *А* пыталась ввести автомобильная фирма Делаж, которая устроила распределительный механизм с принудительным движением клапана и толкателя в обе стороны. Толкатель соединяется с клапаном при помощи особой муфты, закрепленной наглухо на нижнем конце толкателя. Клапан имеет в муфте свободную посадку. Между клапаном и толкателем поддерживается нормальный температурный зазор. Толкатель закрывает клапан, действуя на него через небольшую пружину, помещенную между клапаном и соединительной муфтой. В данном случае пружина требуется только для обеспечения плотного прилегания закрытого клапана к седлу. Кулачки, так же как у двигателя Пежо, двойные — один для открытия клапана, другой, более широкий, для закрытия.

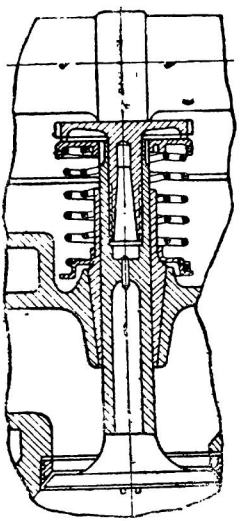
Следует заметить, что механизмы с принудительным движением клапанов в обе стороны не получили распространения. Несмотря на возросшую быстроходность, все современные гоночные двигатели имеют клапанные механизмы с посадкой клапанов при помощи пружин.

В современных двигателях боковое усилие на клапан от кулачка воспринимает клапанная направляющая, которая должна быть приспособлена к повышенной нагрузке.

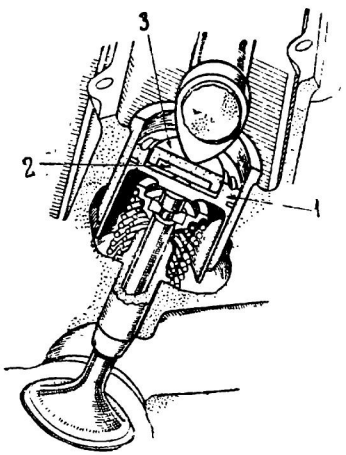
Для уменьшения удельного давления на направляющую стержень клапана делается большего диаметра. Стержень клапана высверливают и снабжают внутренней резьбой, в которую завинчивают резьбовой отросток тарелки, воспринимающей усилие от кулачка. Соединение на резьбе позволяет регулировать величину зазора между нажимной тарелкой и кулачком. Во избежание произвольного изменения зазора должны быть предусмотрены стопорные приспособления, чтобы воспрепятствовать поворачиванию тарелки относительно стержня клапана. Простейший способ законтривания (фиг. 34) заключается в том, что радиальные зубчики, выполненные на нижней кромке тарелки, сцепляются с такими же зубчиками

упорной шайбы, посаженной на шлицы стержня клапана; клапанная пружина не дает зубчикам выйти из зацепления.

Аналогичные конструкции получили широкое распространение в авиационных двигателях. Иногда стержень выхлопного клапана делается полым для устройства внутреннего охлаждения. В таких случаях полость клапана частично заполняется веществами с низкой температурой плавления и высокой теплоемкостью, например азотнокислыми солями (натронная и калийная селитра) или металлическим натрием. При возвратном движении клапана расплавленная соль взбалтывается и переносит теплоту от головки клапана в верхнюю часть стержня, где она отводится через направляющую. Такое охлаждение имеет большую ценность для очень форсированных двигателей, на которых оно и применяется (Мерседес-Бенц 3 *л*, MG 0,75 *л*), так как выхлопные клапаны в этом случае, как правило, работают в состоянии темнокрасного каления (800—900°С). Клапаны изготовляются из жароупорных сталей с большим содержанием специальных примесей.



Фиг. 34. Устройство клапана с непосредственным приводом от распределительного вала.



Фиг. 35. Устройство клапанного механизма у двигателей Сальмсон. Толкатели выполнены в виде тонкостенных поршеньков. Алюминиевая прокладка введена между закаленным стальным колпачком и толкателем для поглощения шума.

1 — толкатель, *2* — алюминиевая прокладка, *3* — стальной закаленный колпачок

В английской практике хорошие результаты получены с клапанами гоночных двигателей из стали КЕ-965 следующего химического состава: 0,41% C; 0,92% Si; 0,79% Mn; 14,7% Ni; 14,0% Cr; 2,07% W. Высокохромоникелевольфрамовые стали такого типа сохраняют хорошие механические качества при высокой температуре и мало подвержены образованию окалины.

Боковое давление на клапан от кулачка может быть уменьшено введением промежуточного одноплечего рычага (рокера), как это принято на многих гоночных автомобилях, например Бугатти (фиг. 31), Делаж (фиг. 26), Ли Френсис, Миллер и др.

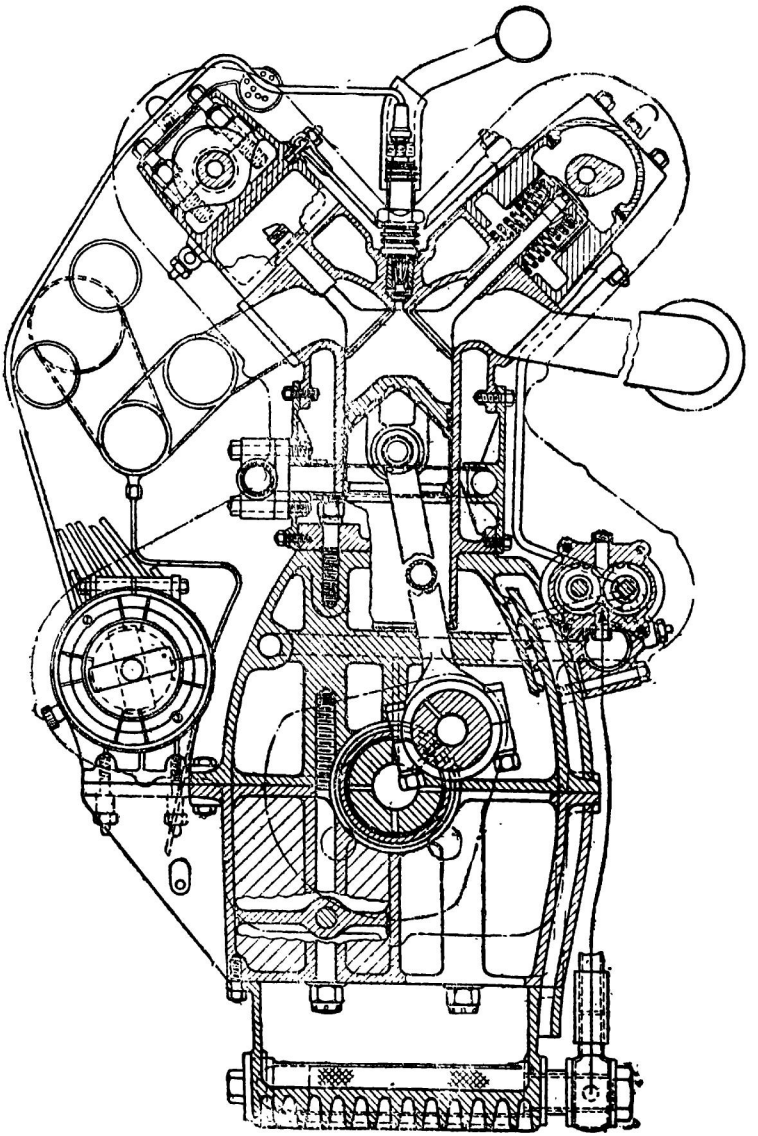
Регулирование зазора в подобных конструкциях осуществляется подкладыванием тонких металлических шайб под колпачок на конце стержня клапана.

Несколько иной метод разгрузки клапана от бокового усилия использован на гоночных двигателях Сальмсон (фиг. 35), Остин и Мазерати (фиг. 36). Здесь кулачок действует на толкатель, движущийся в особой направляющей и выполненный в виде тонкостенного, очень легкого поршенька. Очевидно, что в этом случае боковое давление целиком воспринимается толкателем и не передается на клапан.

Для передачи вращения верхним распределительным валам существуют четыре основных конструктивных варианта:

1. Коленчатый вал вращает через коническую пару вертикальный вал, который в свою очередь передает вращение распределительным валам через коническую пару и цилиндрические шестерни. Некоторое упрощение получается если, передача от вертикального вала производится при помощи винтовых шестерен (фиг. 37).

2. Передача состоит из ряда цилиндрических шестерен, как показано на фиг. 26 и 31а. Эта система принята у многих фирм (Бугатти, Делаж, Альфа Ромео и др.).



Фиг. 36. Поперечный разрез гоночного двигателя Мазерати типа Grand Prix (табл. 30, № 29).

Распределительный механизм по схеме Цуккарелли. Между кулачком и клапаном имеется толкатель в виде поршня для устранения боковой нагрузки на клапан.

К преимуществам такого варианта относятся простота изготовления цилиндрических шестерен и удобное присоединение вспомогательных механизмов — нагнетателя масляной и водяной помп и др.

3. Передача вращения производится роликовой цепью или двумя роликовыми цепями, если по конструктивным соображениям вводится промежуточный валик для привода вспомогательных механизмов, а также во избежание слишком длинных цепей.

4. Существует вариант, представляющий собой комбинацию из двух предыдущих; коленчатый вал передает вращение цепью промежуточному валику, соединенному шестернями с распределительными валами. Такая система, принятая на некоторых моделях автомобилей Альфа Ромео, показана на фиг. 38.

Передача к распределению от переднего конца коленчатого вала (фиг. 26) облегчает сборку и замену поврежденных деталей. Несмотря на это, нередко предпочитают помещать передачу к распределению на заднем конце двигателя, вблизи от маховика, где при крутильных колебаниях имеют место меньшие амплитуды деформаций.

Таким путем устраняются вредные последствия вибрации распределительных валов — быстрый износ деталей механизма и явления усталости металла.

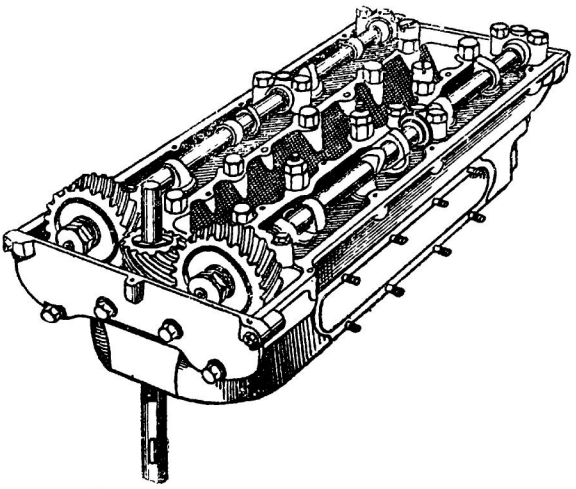
Для восьмицилиндровых двигателей рядного типа имеет смысл помещать передачу к распределению в середине, чтобы уменьшить деформации скручивания длинного и сравнительно тонкого распределительного вала.

Фиг. 39 дает понятие об устройстве распределения восьмицилиндрового двигателя Альфа Ромео.

Головка цилиндров состоит из двух частей, соединенных по плоскости разъема в середине двигателя, где находится шестеренная передача от коленчатого вала. Каждый распределительный вал делится передачей на две короткие части.

Распределительный механизм V-образных двигателей может быть также выполнен по схеме Цуккарелли. Тогда оба ряда цилиндров имеют по два распределительных вала, передача к которым осуществляется таким же способом, как и для двигателей рядного типа.

Сложность передачи побудила конструкторов фирмы Ауто Унион искать более простое решение.



Фиг. 37. Передача к верхним распределительным валам вертикальным валом и винтовыми шестернями.

Схематический разрез шестнадцатицилиндрового двигателя Ауто Унион показывает (фиг. 40), что оба ряда цилиндров, расположенные под углом 45°, обслуживаются одним распределительным валом при помощи рокеров и толкателей, без особого усложнения механизма.

Замкнутое пространство между блоками образует ресивер. В этот ресивер смесь подается нагнетателем.

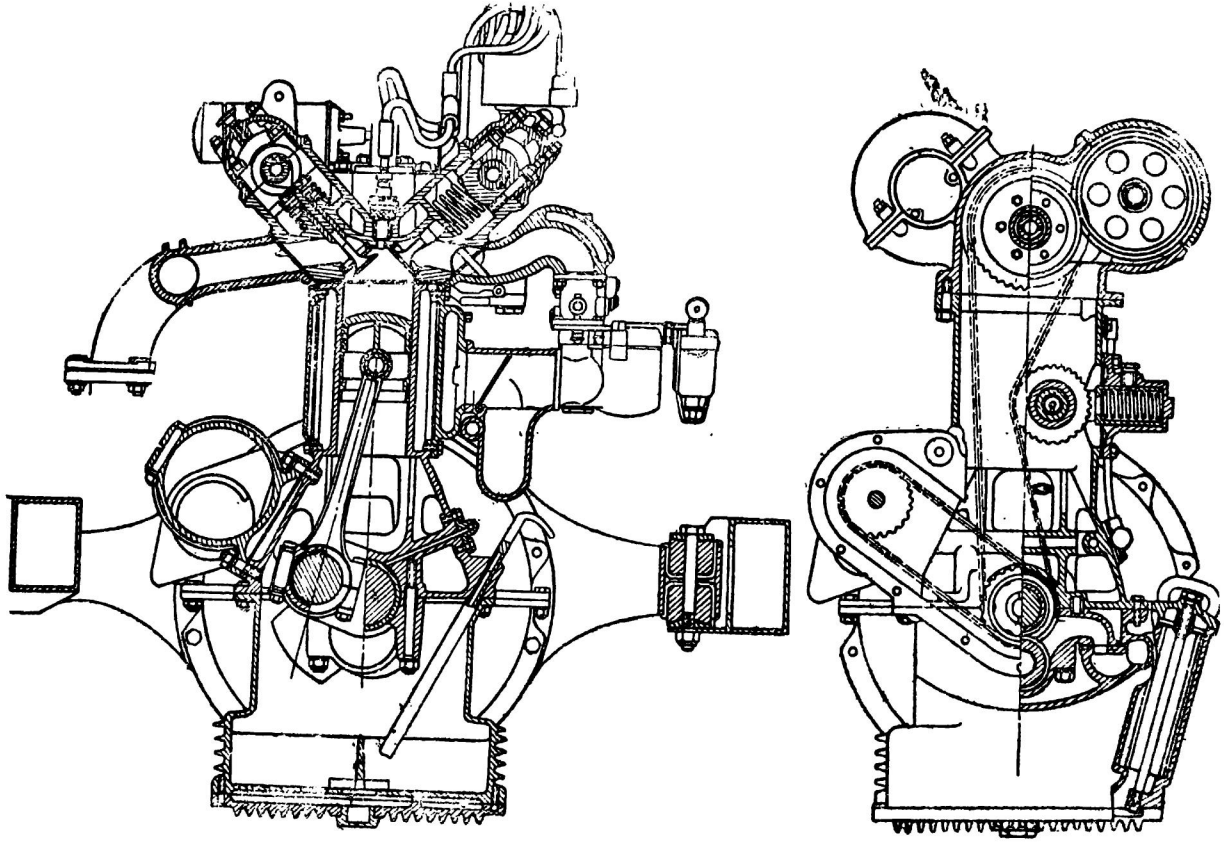
По сравнению с общепринятыми конструкциями схема Ауто Унион несомненно дает экономию в весе.

У трехлитрового двенадцатицилиндрового двигателя той же фирмы с углом между блоками 60° число распределительных валов пришлось увеличить до трех, чтобы не делать длинных толкателей для выпускных клапанов.

Передача к распределению коническими шестернями и промежуточными валиками изображена на фиг. 41. Тут же виден нагнетатель, всасывающий смесь из одного двойного (слева) и одного одинарного (справа) карбюраторов.

В последнее время были сделаны попытки сконструировать распределительные механизмы с наклонными верхними клапанами и нижним распределительным валом в картере. Эта проблема удачно разрешена несколькими фирмами, в том числе на двигателе Тальбо (табл. 16, № 1), показавшем лучший результат в гонке на Большой приз АКФ 1937 г.

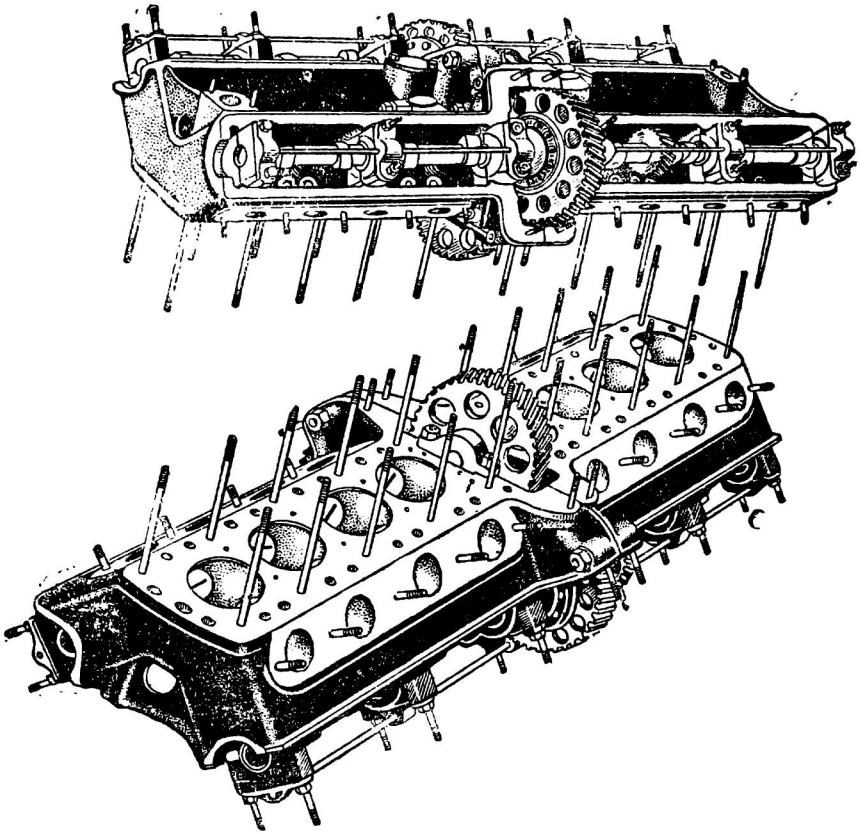
Нижний распределительный вал (фиг. 42) приводит в действие клапаны длинными трубчатыми тягами и коромыслами разной длины.



Фиг. 38. Поперечные разрезы двигателя Альфа Ромео гоночного типа. Распределительный механизм по схеме Цуккарелли.

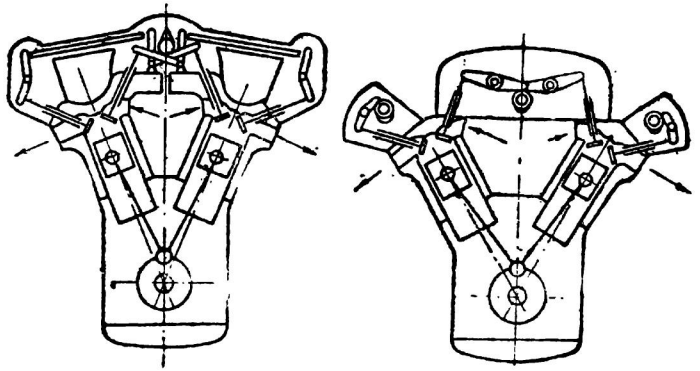
Кулачки действуют непосредственно на клапаны, как показано на фиг. 34. Головки цилиндров съемные со вставными клапанными гнездами. Передача к распределительным валам при помощи промежуточной цепной передачи и передачи цилиндрическими шестернями. Для натяжки цепей предусмотрена специальная цепная шестерня, нагруженная пружиной.

Ввиду большого веса поступательно и качательно движущихся частей каждый клапан снабжен тремя пружинами.



Фиг. 39. Устройство головки цилиндров и передачи к распределительным валам гоночного восьмицилиндрового двигателя Альфа Ромео.

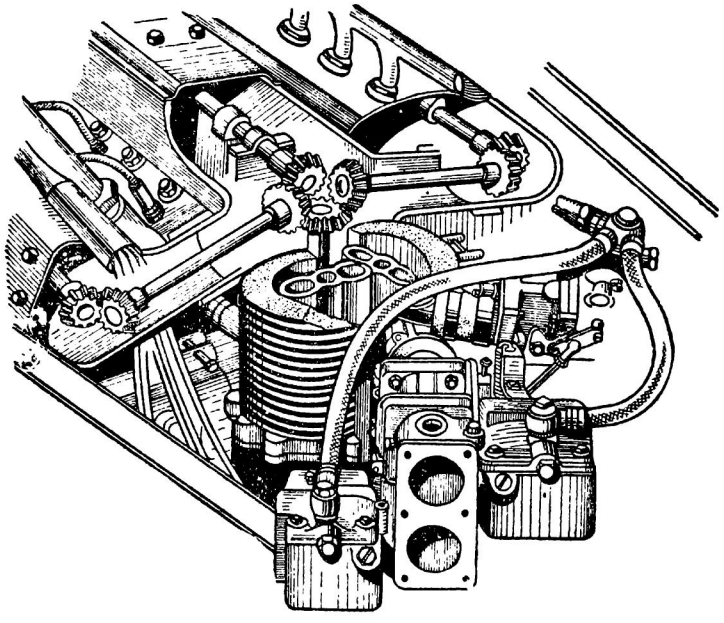
Иначе реализована та же идея у двигателя БМВ (BMW) (Фиг. 43). Здесь впускной клапан действует от нижнего распределительного вала нормальным способом,



Фиг. 40. Схематические разрезы гоночных двигателей Ауто Унион. Слева 16-цилиндровый двигатель 6 *л*, справа 12-цилиндровый двигатель 3 *л*.

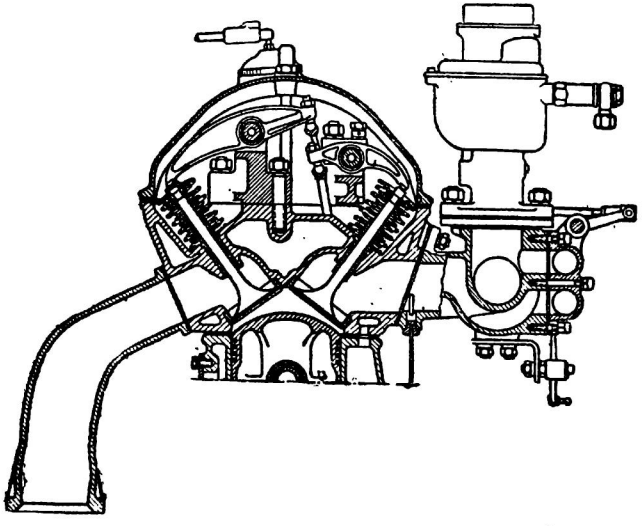
а для открывания выпускного клапана введены дополнительное коромысло с правой стороны и промежуточная тяга, показанная пунктирными линиями. У двигателя BMW заслуживает внимания чрезвычайно выгодная форма впускного канала,

по которому смесь входит в цилиндр, почти не меняя своего направления. Очень мощный и быстроходный двигатель ERA для гоночного автомобиля спроектирован с двумя распределительными валами, хотя и помещенными в картере, но поднятыми настолько высоко, что толкатели и их тяги получаются очень короткими и легкими (фиг. 44).



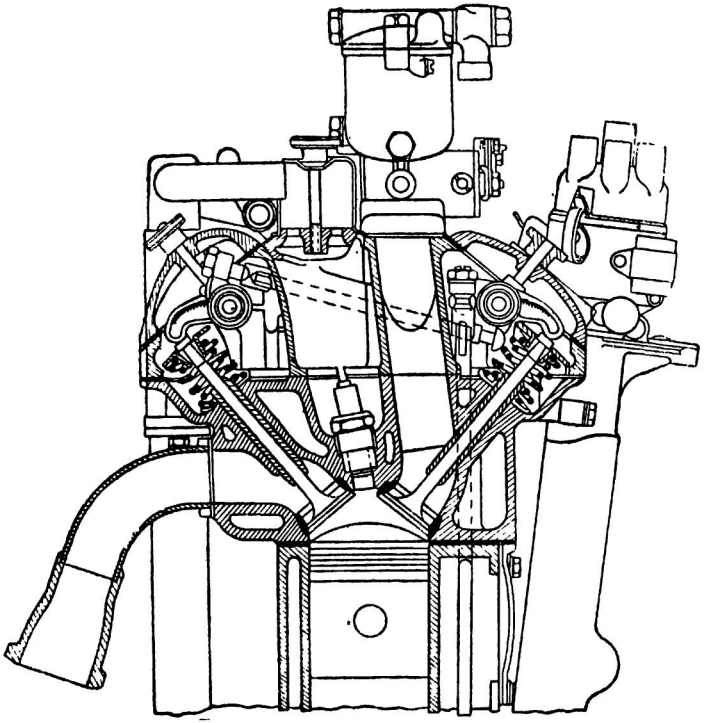
Фиг. 41. Передача к распределительным валам у 12-цилиндрового двигателя Ауто Унион (схема на фиг. 40).

Вообще говоря, всякие отклонения конструкции распределительного механизма от схемы Цуккарелли нежелательны, так как неизбежно приводят к увеличению веса движущихся частей и тем самым уменьшают максимально возможное число оборотов. Отказ от двойных распределительных валов и разнообразные упрощения механизма в ущерб динамике двигателя всегда объясняются экономическими соображениями и встречаются на автомобилях спортивного типа для серийного производства.

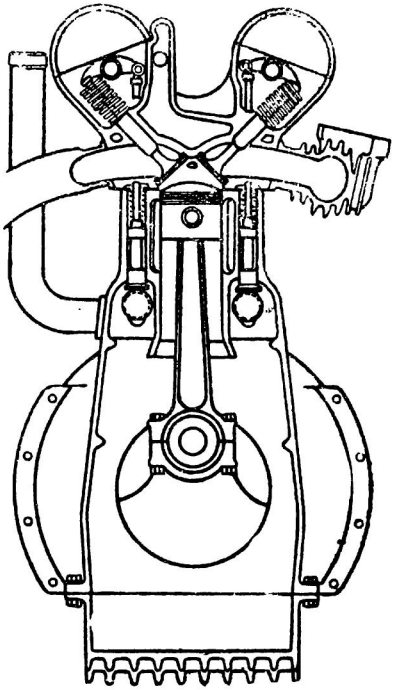


Фиг. 42. Разрез головки цилиндров двигателя автомобиля Тальбо, занявшего первое место в гонках на Большой приз АКФ 1937 г.

Фазы распределения быстроходного двигателя должны быть установлены с учетом инерции столба газов, движущихся в выпускном и впускном трубопроводах. При правильном подборе моментов открытия и закрытия клапанов инерция газов может быть использована для улучшения процессов наполнения и очистки цилиндра. Впускной клапан обычно открывается за 40—60° до прихода поршня в в. м. т., считая по углу поворота коленчатого вала. Опасаться проникновения продуктов сгорания во впускную трубу не приходится, так как инерция потока в выпускном канале пре-



Фиг. 43. Распределительный механизм спортивного двухлитрового двигателя BMW.



Фиг. 44. Поперечный разрез полуторалитрового гоночного двигателя ERA (табл. 30, № 12).

пятствует отработавшим газам отклоняться от первоначального направления, тем более, что в первые моменты открытия впускного клапана его проходное сечение очень незначительно. Зато к моменту понижения давления в цилиндре после окончания процесса выхлопа проход для свежей смеси оказывается уже подготовленным для впуска с минимальным сопротивлением. Закрытие впускного клапана производится на 50—70° позднее н. м. т.; поток рабочей смеси по инерции продолжает поступать в цилиндр после достижения поршнем н. м. т. Разумеется, все инерционные явления оказывают положительное влияние при большом числе оборотов, а на промежуточных режимах позднее закрытие впускного клапана может давать отрицательный эффект вследствие обратного выталкивания смеси. По этой причине многие гоночные двигатели слабо тянут при средних скоростях и начинают „оживать" только после перехода на скорость 3000—3500 об/мин. По этим же причинам некоторые гоночные двигате и при медленном проворачивании коленчатого вала от руки обнаруживают посредственную компрессию, несмотря на высокую степень сжатия.

Выпускной клапан должен открываться с опережением (до н. м. т.) во избежание потери мощности от значительного противодавления при ходе выпуска. Опережение составляет 75—85°.

Закрытие выпускного клапана происходит с запаздыванием в 50—55°, чем достигается лучшая очистка цилиндров от продуктов сгорания благодаря инерции газов, продолжающих свое движение через выпускной клапан после прихода поршня в в. м. т.

Так называемое перекрытие клапанов, обусловленное опережением открытия впуска и запаздыванием закрытия выпуска, достигает 100—115° по углу поворота коленчатого вала.

Для двигателей с наддувом при том же числе оборотов перекрытие клапанов и запаздывание закрытия впуска выполняются меньшими. Влияние инерции потока отработавших газов и инерции свежей смеси в конце всасывания сказывается в меньшей степени при наличии наддува.

Напротив, опережение открытия выпуска должно быть еще большим (90—100°), так как высокое давление вспышки при работе с принудительной подачей рабочей смеси в сочетании с низкой степенью расширения может вызвать сильное противодавление во время хода выпуска. В результате такой регулировки работа двигателей с наддувом сопровождается резким шумом.

Величина фаз распределения в основном определяется быстроходностью двигателя; чем больше число оборотов, тем больше должно быть опережение открытия и запаздывание закрытия клапанов. Вышеуказанные значения фаз распределения приняты для двигателей без наддува с числом оборотов 6000—6500 в мин. Такие же фазы распределения дают удовлетворительные показатели на более быстроходных двигателях с наддувом при 7500—8000 об/мин. Исключением в данном случае является угол опережения открытия выпускного клапана, который должен быть несколько бо́льшим.

Наиболее выгодный момент открытия и закрытия клапанов зависит не только от числа оборотов, но и от целого ряда конструктивных факторов (форма и длина трубопроводов, расположение клапанов и т. д.). В связи с этим фазы распределения двигателя окончательно устанавливаются после испытания нескольких вариантов на тормозе.

Блоки цилиндров еще и теперь нередко отливаются из чугуна, что приводит к увеличению веса, но зато имеет преимущества с производственной точки зрения. Заметная экономия веса получается при отливке блоков и головок из алюминиевых сплавов. Тогда рабочей поверхностью служат чугунные или стальные гильзы, запрессованные в цилиндры; кроме того, в головку запрессовывают или завинчивают на резьбе стальные клапанные седла, потому что алюминиевые сплавы плохо выдерживают ударную нагрузку (фиг. 38). Помимо малого веса, применение алюминиевых сплавов для головки обеспечивает быстрый отвод тепла вследствие высокой теплопроводности и, следовательно, уменьшает нагрев клапанов и свечей. Снижение средней температуры самых горячих деталей увеличивает допустимую степень сжатия. В качестве материала для головок может быть использована бронза (пример у фирмы MG). Бронза обладает хорошей теплопроводностью и более

высокими механическими качествами, чем алюминиевые сплавы; поэтому бронзовые головки могут работать без вставных клапанных гнезд.

Своеобразный метод для изготовления блоков гоночных двигателей был принят у фирмы Мерседес-Бенц. Каждый цилиндр вместе с головкой вытачивался отдельно из стальной болванки. При помощи приварки общей водяной рубашки из листовой стали три цилиндра объединялись в блок, который затем подвергался окончательной механической обработке. Сварочная работа играет очень ответственную роль и должна выполняться только высококвалифицированными специалистами. Этот способ изготовления цилиндров полностью устраняет черные необработанные поверхности и позволяет ограничить толщину всех стенок размерами, соответствующими воспринимаемым нагрузкам. В конечном итоге получается очень легкая конструкция. Таким образом, 12-цилиндровый двигатель состоит из четырех блоков, по два блока в каждом ряду цилиндров. Кроме Мерседес-Бенц, многие другие фирмы считают целесообразным отказаться от съемных головок (фиг. 26, 31 и 36). Наличие плоскости разъема и медноасбестовой прокладки затрудняет отвод тепла из головки цилиндра в нижнюю часть блока. Между тем в форсированных двигателях должны быть использованы все средства, чтобы быстро отвести большие количества тепла, передаваемые продуктами сгорания головкам и предупредить перегрев этих деталей. С другой стороны, нарушение герметичности разъема часто бывает причиной неполадок при высоких давлениях вспышки, свойственных гоночным двигателям (100—120 *кг/см*^{2} и выше).

Кривошипно-шатунный механизм несет большие нагрузки как от давления газов, так и от сил инерции. Для уменьшения сил инерции поступательно движущихся частей и связанных с ними потерь на трение стремятся к облегчению шатунов и поршней. Однако возможность снижения веса без ущерба для прочности в последнее время становится все более ограниченной благодаря увеличению давления в цилиндрах двигателей с наддувом. Поршни у этих двигателей имеют толстое днище и массивные боковые стенки по условиям прочности и главным образом для быстрого отвода тепла; через поршень непрерывно движется интенсивный поток тепла по направлению к стенкам цилиндра, поршневому пальцу и шатуну.

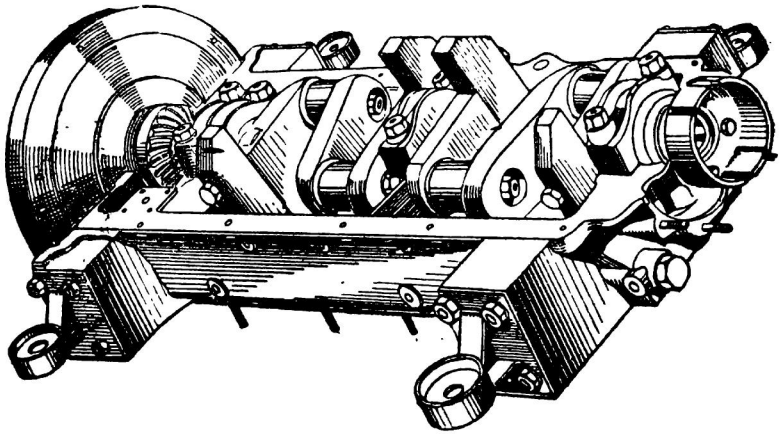
Материалом для поршней служат наиболее качественные алюминиевые сплавы, приспособленные для изготовления поршней методом штамповки. Повышение температуры должно мало отражаться на механических свойствах материала. В качестве примера можно назвать известный сплав „уай" (у — alloy), получивший широкое распространение. Преимущества применения алюминиевых сплавов подробно излагаются во всех курсах автомобильных двигателей, поэтому здесь нет необходимости задерживаться на этом вопросе.

Высокие давления в цилиндрах обязывают к установке поршневых колец в количестве не менее трех-четырех. При меньшем числе колец утечка газов может вызвать заметное падение мощности, несмотря на уменьшение трения. Высота колец обычно 1,5—2 *мм* даже для цилиндров большого диаметра.

Шатуны и коленчатые валы изготовляются из особо прочных легированных сталей с соответствующей термической обработкой. Для разгрузки коренных подшипников от центробежной силы вращающихся масс щеки коленчатых валов в обязательном порядке снабжают противовесами, как это видно на фиг. 45. Наряду с прочностью, основное требование, предъявляемое к коленчатому валу, заключается в том, чтобы он работал с минимальными деформациями. Во время сборки все подшипники подвергаются тщательной пригонке и предварительной приработке, а затем проверяется легкость вращения коленчатого вала. Малое сопротивление при проворачивании от руки еще не гарантирует минимума потерь в работе двигателя, если вал недостаточно жесткий, так как под большой нагрузкой он будет прогибаться, заклиниваться в подшипниках и вызовет дополнительную затрату мощности на преодоление трения. При этом возникает большая опасность задира подшипников.

Коренные и в особенности шатунные подшипники представляют собой одно из самых ответственных мест всего двигателя. Способность этих подшипников длительно выдерживать большие усилия и числа оборотов имеет решающее значение для надежности автомобиля в условиях гонки. По конструкции подшипники делятся

на две принципиально различные группы, а именно — подшипники качения и подшипники скольжения. Замена скольжения качением сокращает механические потери и уменьшает требования к смазке, чем и объясняется широкое применение роликовых подшипников для коленчатых валов на гоночных двигателях (Мерседес-Бенц, Ауто Унион, Делаж, Фиат, Тальбо, Сёнбим и др.). Такая конструкция сложнее в монтаже и производстве, но ее применение оправдывается практикой. Коленчатые валы на роликоподшипниках выполняются составными из частей, соединенных запрессовкой (Вокскхолл), или сплошными — так же, как для подшипников скольжения. Первая система дает возможность использовать неразъемные обоймы для роликов, но применяется редко, повидимому вследствие недостаточной жесткости многоколенных и многоопорных валов, полученных этим способом. Вторая, более распространенная, система возможна только при разъемных головках шатуна и разъемных коренных подшипниках. Ввиду того, что усилие передается от роликов к обоймам через очень небольшие площадки, на рабочих поверхностях возникают значительные местные напряжения. Стык на рабочей поверхности обостряет эти явления и сильно ограничивает срок службы подшипника. Своевременной заменой деталей можно предупредить последствия усталости металла — выкрашивание поверхностного слоя (питтинг) и образование трещин; некоторые фирмы меняют ролики и разъемные обоймы после каждой гонки на дистанцию около 500 *км*:



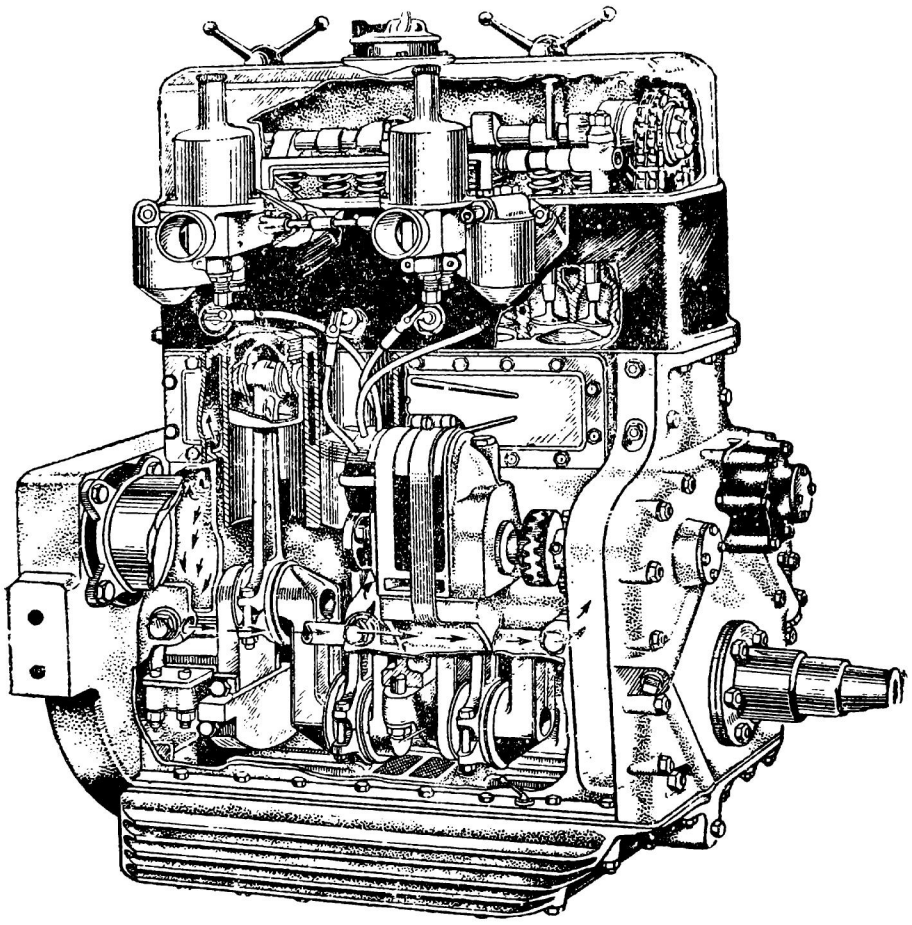
Фиг. 45. Коленчатый вал с противовесами двигателя Сальмсон.

Если по шейкам коленчатого вала работают ролики, то он подвергается термической обработке — цементации или поверхностной закалке с целью получения твердой поверхности, необходимой для всех типов подшипников качения

Во многих случаях подшипники скольжения дают вполне удовлетворительные результаты даже на самых форсированных и быстроходных двигателях (Альфа Ромео, ERA, MG). Обыкновенная баббитовая заливка вкладышей растрескивается и выкрашивается под действием высокой нагрузки и потому не приспособлена для напряженной работы в условиях гонок.

В качестве материала для подшипников применяют более стойкие антифрикционные сплавы, в частности свинцовистую бронзу. Весьма удачными в смысле надежности и долговечности оказались подшипники со вкладышами из легких сплавов на алюминиевой основе, проверенные опытом эксплоатации гоночных автомобилей ERA и Бентлей. Такие вкладыши изготовляются отливкой с последующей механической обработкой. Они работают непосредственно по закаленным шейкам коленчатого вала без какой-либо заливки антифрикционным сплавом. Обязательным условием для успешного применения вкладышей из легких сплавов является весьма точная и чистая обработка трущихся поверхностей, а также их обильная, надежная смазка чистым, фильтрованным маслом. На вышеупомянутых двигателях был использован сплав, известный под маркой RRAC9 следующего химического состава: 5,5—7% Sn; 1,5—1,8% Ni; 0,6—0,9% Cu; 0,7—1% Mg; 0,15—0,3% Si; 0,2—

0,45% Fe; остальное — Al. Этот сплав соединяет в себе лучшие свойства других материалов для подшипников. Он так же мало подвержен явлениям усталости, как свинцовистая бронза, и обладает антифрикционными и антикоррозийными качествами баббита. К его преимуществам также следует отнести малый вес, втрое бо́льшую теплопроводность, чем у стали, и сохранение твердости при повышении температуры до 150°С. Между тем у баббита при таком же нагреве твердость падает с 30 до 5 единиц по шкале Бринелля.



Фиг. 46. Гоночный двигатель без наддува Фрезер Неш с водяным охлаждением коренных подшипников коленчатого вала.

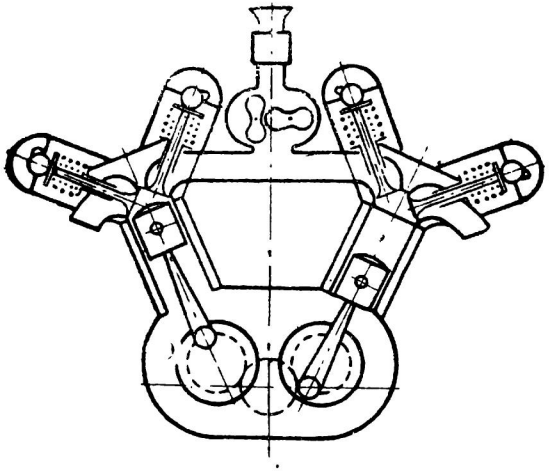
Стрелками показан путь циркуляции воды в специальных каналах картера, соединенных с полостью водяной рубашки цилиндров. Диаметр цилиндров 69 *мм*, ход поршня 100 *мм*, рабочий объем 1,5 *л*. Аналогичное устройство имеет двигатель с наддувом Фрезер Неш (табл. 30, № 10).

Независимо от типа принятых подшипников коленчатые валы обычно выполняются для уменьшения их деформации многоопорными, т. е. с коренными подшипниками, расположенными по обе стороны каждого колена (см. фиг. 26). Впрочем при достаточной жесткости вала нередко допускаются исключения из этого правила без каких-либо вредных последствий (фиг. 45). Интенсивная циркуяляционная смазка подшипников препятствует нагреванию шеек вала, сохраняет механические качества материала вкладышей, правильные зазоры и смазывающие свойства масла. Иногда употребляется дополнительное водяное охлаждение верхней части коренных подшипников. Подобное устройство принято на двигателях Фрезер Неш и Альта (фиг. 46).

В картере над подшипниками предусмотрены соединенные с рубашкой цилиндров полости, в которых циркулирует вода.

V образные двигатели иногда выполняются двухвальными; каждый ряд цилиндров имеет самостоятельный коленчатый вал в общем картере. Оба вала соединяются между собой шестернями. Такая конструкция принята, например, для 16-цилиндрового двигателя Альфа Ромео, 3-*л*. В этом случае для получения более мощного двигателя можно использовать многие детали двигателей меньшего литража, хорошо проверенных на практике. Так, вышеупомянутый двигатель Альфа Ромео был создан согласно гоночной формуле 1938—1939 гг. из двух полуторалитровых, восьмицилиндровых двигателей; весь кривошипно-шатунный и распределительный механизмы получились взаимозаменяемыми с таковыми указанных двигателей. С конструктивной точки зрения в двухвальном двигателе отпадает проблема сочленения нижних головок шатуна и уменьшается нагрузка на шейки вала. Промежуток между рядами цилиндров у двухвального двигателя получается достаточно широким для размещения нагнетателя.

Смазка двигателя имеет двоякое назначение: 1) обеспечение работы трущихся деталей и уменьшение механических потерь введением тонкого масляного слоя между трущимися поверхностями и 2) внутреннее охлаждение двигателя для отвода тепла, получившегося в результате работы трения. Как показали лабораторные опыты, тепло, уносимое маслом, составляет 75—85% работы трения в подшипниках. Кроме того, масло охлаждает нижнюю часть цилиндров, поршни и шатуны, т. е. принимает часть тепловых потерь процесса горения. Поддержание температуры основных деталей в доцустимых пределах и вообще функционирование современных гоночных двигателей со свойственными им большими литровыми мощностями было бы невозможным без интенсивной циркуляции масла. О количестве масла, необходимом для внутреннего охлаждения, можно судить по производительности масляной помпы 3-*л* двигателя Мерседес-Бенц, равной 90 *л* в минуту.

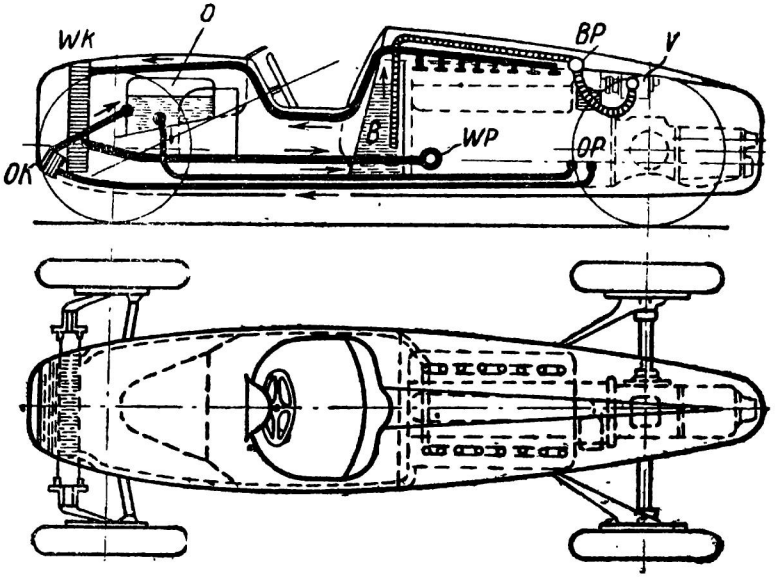


Фиг. 47. Схема двухвального, 16-цилиндрового двигателя Альфа Ромео (табл. 30, № 28).

Конструктивное выполнение смазочных устройств базируется на применении обыкновенной циркуляционной смазки под давлением и системы, известной под названием „смазки с сухим картером". В первом случае картер служит масляным резервуаром. Масло забирается помпой со дна картера, подается под давлением через сверленый коленчатый вал к коренным и шатунным подшипникам и, вытекая из них, смазывает разбрызгиванием цилиндры, поршни и поршневые кольца, а затем стекает в картер, где после фильтрации снова попадает в помпу. Система смазки с сухим картером характеризуется наличием отдельного масляного бака, установленного на шасси автомобиля, и двойной масляной помпы с двумя секциями—нагнетающей и отсасывающей. Нагнетающая помпа забирает из бака масло и заставляет его циркулировать по тому же пути, как и в предыдущей системе, с той разницей, что масло со дна картера сразу же захватывается отсасывающей помпой и откачивается в бак. Для смазывания верхнего распределительного механизма масло подается по ответвлению нагнетающей магистрали к кулачковым валам, шестерням и их подшипникам; избыток масла стекает в картер по специальным каналам в блоке или по наружным трубопроводам.

Бóльшая производительность отсасывающей помпы не допускает скопления масла в картере, чем и оправдывается название этой системы. Масляные помпы почти всегда принадлежат к шестеренчатому типу, как можно видеть на фиг. 26 и 36. Преимущества сухого картера для гоночных двигателей очевидны. Циркуляция вне двигателя способствует понижению температуры масла и сохранению его смазывающих свойств (вязкости), тем более, что для усиления охлаждения тепло рассеи-

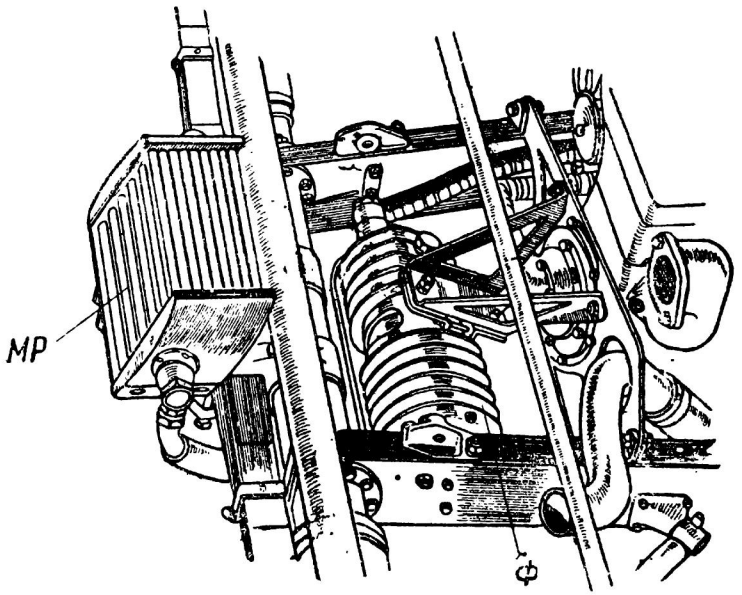
вается во встречном воздухе масляными радиаторами. Радиатор включается в циркуляционную систему гибкими шлангами и обычно помещен под водяным радиатором, а у некоторых автомобилей—сбоку на раме, за пределами кузова. На Фиг. 48 пред-



Фиг. 48. Схема расположения баков и радиаторов на 16-цилиндровом шестилитровом автомобиле Ауто Унион:

WK — водяной радиатор; *WP* — водяная помпа; *OK* — масляный радиатор; *OP* — масляные насосы; *O* — масляный бак; *BP* — помпа для подачи горючего к карбюратору; *B* — бак для горючего; *V* — карбюратор.

ставлена схема системы смазки с сухим картером 16-цилиндрового автомобиля Ауто Унион и расположение радиаторов, масляных, водяных и бензиновых баков.



Фиг. 49. Масляный радиатор и фильтр гоночного автомобиля Остин 0,75 *л*. *MP* — масляный радиатор, *Ф* — фильтр.

Конструкция водяных и масляных радиаторов в большинстве случаев вполне одинакова. По замерам, произведенным на гоночном автомобиле Мерседес-Бенц 3-*л*, в условиях дорожной гонки, несмотря на охлаждение масла в радиаторе, его тем-

пература остается на 80° С выше температуры внешнего воздуха. На фиг. 49 воспроизведены масляный радиатор и фильтр гоночного автомобиля Остин 0,75 *л* (табл. 30, № 4).

Для гоночных двигателей наиболее приемлемым смазочным материалом является касторовое масло, так как оно выдерживает большие удельные давления, не выдавливаясь из подшипников, и не разлагается при довольно высокой температуре. Касторовое масло хорошо проникает во все зазоры и не теряет вязкости даже в сильно нагретом состоянии. Его температура вспышки около 300° С. Касторовое масло не применяется в чистом виде, а подвергается смешиванию с известными сортами минеральных масел и облагораживанию специальными технологическими процессами. Такая обработка улучшает его качество и устраняет недостатки, к которым в первую очередь относится образование липкого нагара в камерах сгорания.

Наравне с водяным охлаждением двигателя иногда употребляют охлаждение высококипящими жидкостями типа этилен-гликоля (разновидность спирта). Температура жидкости поддерживается около 100° С. Повышение температуры охлаждающей жидкости снижает вязкость масла и, следовательно, потери на трение; теплоотдача в стенки цилиндра уменьшается (меньше разность температур), а теплоотдача радиатора увеличивается. Последние два фактора позволяют уменьшить поверхность и вес радиатора. Таким образом можно добиться уменьшения лобового сопротивления системы охлаждения и улучшить обтекаемую форму передней части автомобиля. С той же целью применяют баки со льдом для охлаждения воды. Это уменьшает поверхность радиатора благодаря использованию скрытой теплоты плавления льда. Такие устройства возможны только на автомобилях, предназначенных для рекордных заездов на короткие дистанции: 1—10 *км*. Конструктивная реализация систем охлаждения не имеет особых отличий; циркуляция воды между рубашкой и радиатором осуществляется при помощи центробежных помп.

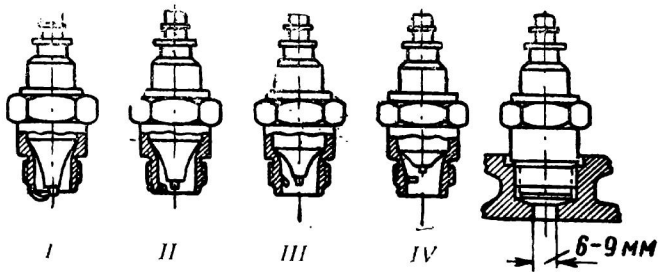
Карбюраторы гоночных двигателей действуют на основании общеизвестных принципов (пневматическое торможение, компенсационные жиклеры). Подбор жиклеров всегда производится в расчете на получение богатой смеси, потому что максимальная скорость горения и максимальная мощность получаются при недостатке воздуха по сравнению с теоретически правильным составом смеси (коэфициент избытка воздуха 0,8—0,9). Некоторое обогащение смеси предохраняет двигатель от перегрева, известного своими пагубными результатами для форсированных двигателей. Даже кратковременная работа на бедной смеси с догоранием при расширении и выхлопе вследствие уменьшения скорости горения грозит прогаром поршней, обгоранием и поломкой выпускных клапанов со всеми вытекающими отсюда последствиями. Сопротивление всасыванию смеси уменьшают постановкой диффузора самого большого размера, но при условии получения достаточной скорости воздуха для удовлетворительного качества распыливания топлива. В виде примера приведем рекордный двигатель MG 1,1 *л* (табл. 30, №7), снабженный двумя карбюраторами с диффузорами диаметром 48 *мм*. Внутреннюю поверхность диффузоров полируют с целью уменьшить трение воздуха о стенки, ослабить вихреобразование и тем самым увеличить наполнение цилиндров. Дроссельной заслонке придают удобообтекаемую форму. Если по условиям гонки автомобилю приходится часто работать на переменных режимах, диффузоры должны иметь немного уменьшенный размер для хорошего распыливания топлива при пониженном числе оборотов. Поэтому в дорожных и в особенности горных гонках требуется установка в карбюраторе диффузора меньшего диаметра, чем в трековых.

Для зажигания всегда применяется магнето — легкое, простое и надежное по сравнению с аккумуляторной системой, в которой имеется большое количество проводов и различных соединений и потому более вероятны неполадки в эксплоатации. Отсутствие аккумулятора дает заметный выигрыш в весе, тем более, что для большинства гонок не требуются осветительные, пусковые и сигнализационные приборы. В отличие от батарейного зажигания магнето обладает свойством увеличивать напряжение тока с возрастанием числа оборотов, другими словами, искра становится лучше. При батарейном зажигании, наоборот, напряжение постепенно падает и слабеет искра.

Свечи гоночных двигателей тщательно подбираются в соответствии с тем, что они должны выдерживать высокую температуру, не перегреваясь и не вызывая

преждевременных вспышек или детонации. Способ изменения температурного режима свечи иллюстрируется фиг. 50, на которой изображены разрезы свечей для различных типов двигателей. По мере уменьшения поверхности изолятора, омываемой горячими газами, уменьшается нагревание центрального электрода. Нетрудно понять, что уменьшение поверхности изолятора приводит к уменьшению поглощения тепла и снижению температуры изолятора. Одновременно применяют массивные электроды, менее склонные к перегреву.

Фирма Бош изготовляла свечи для гоночных двигателей с центральным электродом, пропущенным через медную трубку для лучшего отвода тепла. В качестве материала для изоляторов применяют вещества с высокой теплопроводностью, например корундиз. Теплопроводность последнего в 16 раз больше, чем теплопроводность стеатита. При малой поверхности изолятора возрастает возможность коротких замыканий от попадания масла, так как сокращается путь утечки тока. Свечи гоночных двигателей работают хорошо только на больших числах оборотов, когда температура изолятора достаточно высока для быстрого сжигания случайно попавших капелек масла. Наоборот, при снижении числа оборотов свечи дают перебои. Большую помощь в борьбе с перегревом изоляторов и обгоранием электродов оказал переход на малые свечи с диаметрами резьбы 14 и 10 *мм* вместо 18 *мм*. Малые свечи более универсальны, потому что они не так чувствительны к высокой температуре и в то же время меньше замасливаются при неполной нагрузке двигателя. С уменьшением размера резьбы удалось сократить количество типов свечей для обслуживания двигателей разнообразного назначения. В компактных полусферических головках цилиндров переход на малые свечи освобождает часть поверхности камеры сгорания, благодаря чему могут быть увеличены клапаны (см. фиг. 36). С другой стороны, улучшаются условия охлаждения головки из-за уменьшения местного скопления металла в месте установки свечи.



Фиг. 50. Тепловой ряд свечей:

свеча *I* с большой поверхностью изолятора (длинной юбочкой) и наружными электродами предназначена для слабо форсированных тихоходных двигателей; свеча *IV* с малой поверхностью изолятора (короткой юбочкой) и внутренними утопленными электродами предназначена для быстроходного гоночного двигателя; свечи *II* и *III* — промежуточные типы. Справа показана установка свечи на гоночном двигателе: ввертная часть свечи отделена от камеры сгорания перегородкой с отверстием диаметром 6—9 *мм*. Такое устройство предохраняет свечу от чрезмерного нагрева и заброса маслом.

Запуск двигателей производится переносными электрическими или пневматическими стартерами. Для малолитражных машин практикуется запуск пусковой рукояткой. Применение таких способов у рекордных автомобилей бывает затруднено недоступностью двигателя, заключенного в сложный удобообтекаемый кузов. В этих случаях операция запуска выполняется разгоном автомобиля силами людской команды (два-три человека), после того как гонщик займет свое место и включит передачу. С той же целью используют грузовик-толкач при запускании самых мощных гоночных автомобилей с авиационными двигателями. Толкач действует на специальные упоры на заднем конце гоночного автомобиля.

3. ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ГОНОЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Развитие гоночных двигателей сопровождается непрерывным увеличением их удельной мощности. В результате тщательного усовершенствования четырехтактного двигателя с клапанным распределением удалось достичь литровых мощностей 180—200 *л. с./л*. Однако возможности дальнейшего улучшения двигателей такого типа отнюдь не следует считать исчерпанными. Когда в 1927 г. впервые была получена литровая мощность 100 *л. с./л*. многие специалисты полагали прогресс в этом направлении почти невозможным; между тем за последующие 10 лет удельная мощ-

ность возросла на 80—90%, а надежность гоночных двигателей от этого не уменьшилась. Следовательно, есть основания предвидеть дальнейшую эволюцию четырехтактного клапанного двигателя. Для увеличения литровой мощности используют следующие мероприятия:

1. Улучшение теплоиспользования посредством увеличения степени сжатия. Рост степени сжатия ограничивается, с одной стороны, антидетонационными качествами топлива, а с другой—высокой температурой внутренних частей камеры сгорания—выпускного клапана, электродов свечи, днища поршня.

2. Форсирование рабочего процесса улучшением коэфициента наполнения, благодаря чему увеличивается среднее эффективное давление. Для улучшения процесса наполнения стараются снизить вихреобразование и сопротивление на пути движения рабочей смеси. С этой целью изыскивают наиболее благоприятные формы впускных трубопроводов и конструкцию распределительных органов с тем, чтобы достичь наибольшей величины время-сечение ($\int f dt$) и минимальной скорости столба движущейся рабочей смеси. Аналогичное усовершенствование распределительных органов должно обеспечить хорошую очистку цилиндров и свести к минимуму влияние остаточных газов. Давление наддува должно быть увеличено до максимума, который, так же как степень сжатия, ограничен антидетонационными качествами горючего и увеличением температуры деталей. В выборе между увеличением степени сжатия и увеличением давления наддува всегда отдают предпочтение последнему фактору, как более эффективному.

Применение непосредственного впрыска в цилиндр также позволяет в некоторой степени форсировать рабочий процесс. При этом имеются возможности улучшения наполнения путем продувки цилиндра без потерь топлива, впрыска топлива и его испарения внутри цилиндра, а также ввиду уменьшения потерь во впускной системе (укорочение трубопровода, отсутствие диффузора карбюратора). Кроме того, отсутствие необходимости в подогреве смеси и лучшее распределение топлива по цилиндрам способствуют увеличению коэфициента наполнения.

3. Увеличение числа оборотов, тесно связаннон с величиной коэфициента наполнения. Всякое улучшение наполнения цилиндров еозволяет увеличить скорость вращения, отодвигая точку перегиба характеристики впобласть более высоких чисел оборотов.

4. Улучшение теплоотвода от нагретых частей двигателя. В быстроходных двигателях с наддувом громадные количества выделяющегося тепла создают весьма интенсивный тепловой поток, непрерывно движущийся через поршень, цилиндр, выпускной клапан и другие детали. Если не поддержать отвод тепла от этих деталей специальными мерами, то немыслима никакая дальнейшая форсировка вследствие достижения предельных температур и появления всего комплекса признаков общего и местного перегрева. Наравне с увеличением интенсивности работы системы охлаждения должна быть усилена система смазки, которая, как известно, также используется как бсредство внутреннего охлаждения. Непрерывно ведутся работы по изысканию более жароупорных материалов для деталей с максимальной тепловой нагрузкой. Увеличение тепловой нагрузки находит непосредственное отражение в конструкции двигателя в виде неизбежного дальнейшего увеличения числа цилиндров для уменьшения рабочего объема отдельного цилиндра. Малый объем цилиндра облегчает условия охлаждения деталей и уменьшает инерционные нагрузки в кривошипно-шатунном механизме. До последнего времени минимальный объем цилиндра составлял около 180 $см^3$; теперь в порядке дня стоит вопрос о переходе на цилиндры объемом около 125 $см^3$. В мотоциклетной технике с успехом применялись цилиндры такого и даже меньшего размера—до 62 $см^3$.

О том, какие результаты ожидаются от новых гоночных двигателей, можно судить по сообщениям технической прессы перед самым началом второй мировой войны по поводу автомобиля MG с рабочим объемом 750 $см^3$. Его двигатель получен уменьшением размеров шестицилиндрового двигателя автомобиля 1100 $см^3$, развившего скорость 327 *км/час*. После его переделки диаметр цилиндра уменьшен до 53 *мм*, а ход поршня до 56 *мм*, что соответствует рабочему объему цилиндра 125 $см^3$. Между прочим здесь отражена тенденция последнего времени к переходу на „короткоходную" конструкцию. При коротком ходе коленчатый вал на четырех коренных подшипниках приобретает большую жесткость, необходимую

для работы с высоким давлением наддува. Во избежание утечки газов под действием больших давлений вспышки поршни имеют по четыре компрессионных кольца и одному маслосъемному. Питание двигателя осуществляется с помощью двух горизонтальных карбюраторов SU и нагнетателя типа Поуэрплюс с замедлительной передачей от коленчатого вала. С давлением наддува таким же, как у предыдущего двигателя 1100 *см*³, т. е. 2,1 *ати*, предполагалось получить мощность 165 *л. с.* при 9000 об/мин. Эти показатели дали бы литровую мощность 220 *л. с./л.* и среднее эффективное давление 22 *кг/см*². Мало того, по мнению технических руководителей фирмы, прочность кривошипно-шатунного механизма позволяет повысить давление наддува до 3 *ати* и тогда мощность двигателя увеличилась бы до 200 *л. с.*, т. е. равнялась бы мощности двигателя 1100 *см*³. При этом литровая мощность достигла бы рекордного значения 265 *л. с./л.* при рекордном среднем эффективном давлении 26,5 *кг/см*², а автомобиль класса Н (750 *см*³) дал бы рекордную скорость 320—330 *км/час*. Все вышеприведенные показатели автомобиля MG являются предположительными и должны быть подтверждены испытаниями.

Какого типа гоночные двигатели будут строиться в будущем? В связи с уменьшением объема отдельного цилиндра количество цилиндров должно увеличиваться, а потому при литраже выше полутора литров однорядные двигатели окончательно уступят место двухрядным или многорядным. V-образные двигатели по условиям размещения целесообразно строить с большим углом развала между блоками. На гоночном автомобиле свободный габарит под двигатель меньше ограничен в ширину, чем в высоту. Низкий двигатель дает более низкий центр тяжести и меньшую площадь лобового сопротивления. Последняя по ширине автомобиля больше обусловлена размером ходовых частей и деталей подвески, нежели размерами двигателя. На основании этих обстоятельств, быть может, самой подходящей конструкцией следовало бы признать двигатели с горизонтальными противолежащими цилиндрами (боксер-моторы). Перед началом последней мировой войны автомобильная фирма Альфа Ромео проводила эксперименты с 16-цилиндровым V-образным двигателем с углом между блоками 135°. Каждый цилиндр имел по четыре клапана с охлаждением солью. Литровая мощность достигала 180 *л. с./л.* при 9000 об/мин. В 1940 г. у Альфа Ромео был построен полуторалитровый 12-цилиндровый двигатель с диаметром цилиндра 54 *мм* и ходом поршня 54 *мм*, что соответствует рабочему объему цилиндра 123,6 *см*³; он имел точку перегиба характеристики при 9000 об/мин. (тип 512).

Как бы замечательны ни были результаты, полученные двигателями с клапанным распределением, им присущи некоторые весьма существенные органические недостатки, которые являются серьезной помехой для их дальнейшего усовершенствования.

Во-первых, горячий выпускной клапан представляет собой активный очаг возникновения детонации. Его высокая температура, соответствующая состоянию темно-красного каления, не позволяет увеличивать степень сжатия и тем ограничивает возможность повышения термического к. п. д. Охлаждение выхлопного клапана вызывает значительные затруднения. Поверхность соприкосновения тарелки клапана с седлом невелика, и соприкосновение прерывается в момент подъема клапана. Отвод тепла через стержень клапана и направляющую втулку недостаточно интенсивен при высоких числах оборотов, чтобы обеспечить достаточное снижение температуры тарелки клапана; охлаждение клапанов солями — компромиссная мера, а не радикальное решение проблемы.

Во-вторых, сопротивление впускного клапана струе рабочей смеси при высоких числах оборотов ведет к снижению коэфициента наполнения. Клапанная щель имеет невыгодную форму и способствует сильному вихреобразованию на входе в цилиндр. Снизить среднюю скорость рабочей смеси в клапанной щели увеличением время-сечения крайне затруднительно, так как увеличение подъема клапанов и крутизны профиля кулачка влечет за собой недопустимое увеличение инерционной нагрузки, которая и без того увеличивается пропорционально квадрату угловой скорости.

В-третьих, затруднительно добиться точной работы распределительного механизма на высоких числах оборотов. Подъем клапана происходит принудительно, а его своевременное закрытие всецело зависит от работы клапанной пружины. Воз-

растание инерционных сил заставляет применять очень жесткие пружины, вследствие чего ухудшается механический к. п. д. и страдает надежность двигателя.

Необходимо еще отметить недостаток, свойственный вообще двигателям поршневого типа с обычным кривошипно-шатунным механизмом. Он заключается в ограниченной способности шатунного подшипника к восприятию инерционных нагрузок, быстро нарастающих с числом оборотов коленчатого вала. Однако в современной стадии развития конструкции двигателя недостатки распределительного механизма составляют главный лимитирующий фактор, а качества кривошипно-шатунного механизма еще допускают дальнейшее форсирование режимов работы.

Уже в первом десятилетии существования автомобилей конструкторы пытались заменить клапанное распределение другим, более совершенным устройством. Так возникли многочисленные разновидности распределения гильзового или золотникового типа. Наибольшую известность получил гильзовый механизм, изобретенный американским конструктором Ч. Найт (Charles Knight) в 1903 г. Внутри цилиндра помещались две концентрические гильзы, причем внутренняя гильза служила рабочей поверхностью для поршня. Обе гильзы получали принудительное возвратно-поступательное движение от особого распределительного валика. Впуск и выпуск осуществлялись в тот момент, когда окна в обеих гильзах одновременно совпадали с соответствующими окнами в стенках цилиндра. Система Найт казалась многим весьма выгодной, призванной заменить обычные грибовидные клапаны. В самом деле, движение гильз совершалось принудительно в обе стороны, а впускные и выпускные окна имели более выгодную форму в смысле уменьшения сопротивления потоку смеси, чем клапанная щель. К тому же легко было придать камере сгорания компактную форму с центральным расположением свечей. Двигатель отличался также бесшумностью работы.

Многие известные фирмы приобрели лицензии на право изготовления двигателей Найт; среди них — Мерседес-Даймлер, Панар-Левассор, Минерва, Виллис, Стирнс и Пежо.

Таблица 34

Сравнительное исследование двигателей с клапанным распределением и бесклапанных двигателей системы Найт (по Ридлеру)

Марка двигателя	Тип распределения	Размерность двигателя	Тепловой баланс в %			
			потеря тепла в выхлоп	потеря тепла в воду	механические потери	полезная работа
Английский Найт	Гильзовое Найт .	4 × 101,6 × 120	55	22	6	17
Английский Найт	Гильзовое Найт .	4 × 96 × 130	49	23	8	20
Мерседес-Найт	Гильзовое Найт .	4 × 100 × 130	48	24	5	23
Бюссинг	Клапанное . . .	4 × 115 × 155	44	29	4	23
Адлер	Клапанное . . .	4 × 90 × 125	36	33	8	23
Адлер	Клапанное . . .	4 × 86 × 135	32	35	9	24
Рено	Клапанное . . .	4 × 100 × 140	37	36	6	21

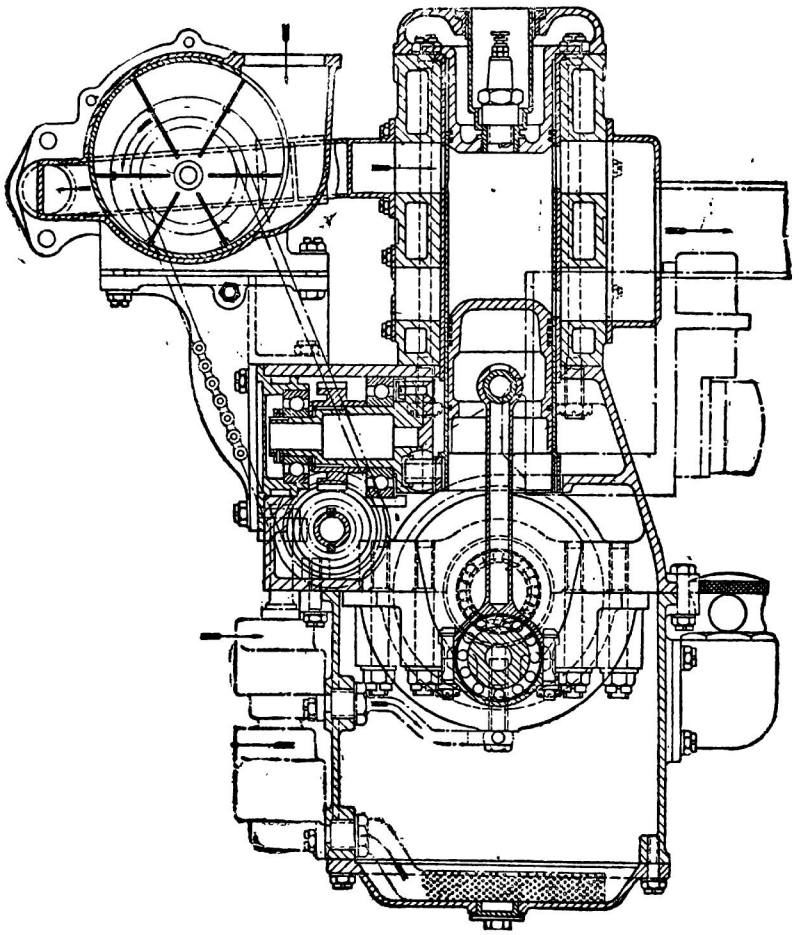
В 1910—1911 гг. проф. Ридлер произвел детальное сравнительное исследование нескольких двигателей с клапанами и бесклапанных двигателей системы Найт. Вопреки распространенному мнению, проф. Ридлер дал отрицательный отзыв о бесклапанном распределении и указал на ограниченные возможности его усовершенствования. Результаты исследования приведены в табл. 34. На основании теплового баланса для нескольких различных двигателей выяснилось, что при системе распределения Найт потери тепла с отработавшими газами значительно больше потерь в охлаждающую воду, в то время как для клапанного распределения обе потери приблизительно равны. Сумма же потерь для обеих систем распределения отличается несущественно. Сторонники двигателя Найт видели в таком соотношении тепловых потерь некоторое преимущество; радиатор можно было выполнить меньших размеров, закипание воды в условиях езды по горным дорогам наблюдалось реже. Проф.

Ридлер считал увеличенную потерю тепла в выхлоп недостатком, объясняя ее плохим теплоотводом от деталей двигателя, склонностью к внутреннему накоплению тепла (Wärmestauung).

При двух гильзах теплоотвод от поршня, конечно, затрудняется, что, несомненно должно привести к ненормальной работе двигателя в случае форсирования рабочего процесса и увеличения числа оборотов.

Недостатком следует считать также большой вес возвратно-поступательно движущихся деталей.

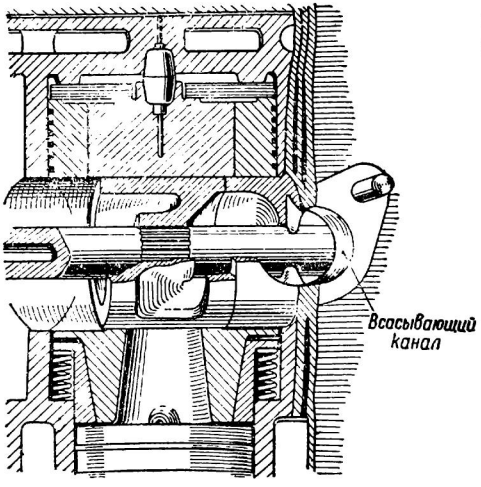
Время показало правильность заключений проф. Ридлера. По истечении 15—20 лет фирмы прекратили выпуск моторов Найт и вернулись к клапанному распределению. Гильзовое распределение Найт не получило дальнейшего развития, а двига-

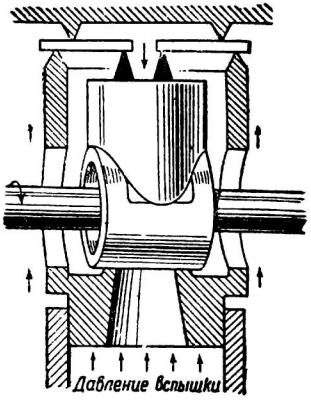


Фиг. 50а. Двигатель Мак-Коллэм с одногильзовым распределением.

тели с клапанным распределением в результате тщательной разработки конструкции стали такими же бесшумными, как бесклапанные. Кроме распределения с двумя гильзами типа Найт, существует конструкция распределения с одной гильзой, предложенная в 1909 г. Бэртом и примененная также Мак-Коллэмом. По этой схеме был выполнен ряд автомобильных и мотоциклетных двигателей (Argyll, Picard-Pictet, Mc-Collum, Barr Stroud). Гоночный шестицилиндровый двигатель конструкции Мак-Коллэм с рабочим объемом 2 *л* и с наддувом участвовал в состязаниях на треке в Индианаполисе США в 1925 г. На фиг. 50а приведен поперечный разрез этого двигателя. Здесь одна гильза, помещенная между цилиндром и поршнем, совершает одновременно поступательное и качательное вокруг оси цилиндра движения. Этой схеме в меньшей мере присущ недостаток конструкции Найт — неудовлетворительный отвод тепла.

Опыты, проведенные Рикардо в 1922 г. на двигателе с подобным распределением, показали возможность значительного форсирования рабочего процесса путем применения высоких степеней сжатия, большого давления наддува и увеличения время-сечения. Эти опыты послужили основанием для применения одногильзового распределения на авиационных двигателях. С 1932 г. английская фирма Бристоль строит мощные звездообразные двигатели с подобным распределением. В годы второй мировой войны английская фирма Непир выпустила 24-цилиндровый H-образный двигатель водяного охлаждения мощностью свыше 7000 *л. с.* с одногильзовым распределением, весьма форсированный по оборотам (4000 об/мин.). Литровые мощности, полученные до настоящего времени, на двигателях с таким распределением значительно ниже таковых у форсированных гоночных двигателей с клапанным распределением.[1] В области автомобильного спорта известно немного случаев успешного применения гильзового распределения. В 1934 г. восьмицилиндровый автомобиль фирмы Панар-Левассор с гильзовым распределением по схеме Найт держал мировой рекорд на 1 час — 214 *км*; четырехцилиндровый автомобиль Пежо с таким же распределением получил первый приз в гонке Тарга Флорио 1919 г.





Фиг. 51. Схема устройства распределения Кросс с вращающимся золотником.

и оказался опасным конкурентом автомобилю Бугатти с наддувом в гонке на Большой приз АКФ 1929 г.; автомобиль Вуазен с бесклапанным двигателем установил ряд мировых рекордов на большие дистанции по автодрому Монлери.

Значительно лучших результатов, т. е. высоких удельных мощностей удалось добиться применением вращающегося золотника (крановое распределение). Сама идея не является новой; еще перед первой мировой войной серийные автомобили Итала выпускались с вращающимися золотниками. На фиг. 51 представлена схема одной из более новых конструкций — двигателя Кросс. Здесь вращающийся золотник, помещенный в головке цилиндра, обслуживает одновременно впуск и выпуск. Распределение помощью вращающихся золотников показало при испытаниях большие преимущества перед клапанным. Прежде всего исключено возвратно-поступательное движение и, как следствие, отпадают инерционные нагрузки; четкость работы распределительного механизма сохраняется при любом числе оборотов. Форма канала в корпусе вращающегося золотника более выгодна, чем обычная клапанная щель. Она способствует улучшению коэфициента наполнения, так как сопротивление и вихреобразование меньше и проходное сечение может быть увеличено примерно на $30^0/_0$ по сравнению с таковым у хорошей конструкции с верхними клапанами; следовательно, средняя скорость потока смеси при прочих равных условиях должна получаться меньшей.

Таким образом, главным препятствием к повышению числа оборотов становится неспособность шатунных подшипников к восприятию больших инерционных нагрузок, а не ухудшение работы распределительного механизма.

[1] Возможности форсирования двигателей с одногильзовым распределением, очевидно, нельзя считать к настоящему времени исчерпанными. *Прим. ред.*

Другое важное преимущество заключается в пониженной температуре вращающегося золотника. Отсутствие очага детонации в виде раскаленной тарелки клапана позволяет намного увеличить степень сжатия без появления стуков и преждевременных вспышек. Несмотря на высокую степень сжатия, представляется возможным использовать низкооктановые сорта горючего. Один из опытных одноцилиндровых моторов Кросс объемом в 250 $см^3$ работал со степенью сжатия $\varepsilon = 11$ на бензине с октановым числом 65, развивая среднее эффективное давление до 11,5 $кг/см^2$ (без наддува). У другого, более форсированного двигателя с рабочим объемом 350 $см^3$ среднее эффективное давление достигало 13,8 $кг/см^2$ на бензине с октановым числом 77 при степени сжатия $\varepsilon = 12$. Сравнительно низкая температура вращающегося золотника объясняется двумя причинами. Во-первых, поверхность соприкосновения золотника с головкой цилиндра, через которую осуществляется отвод тепла, приблизительно в 70 раз больше поверхности клапанного седла соответствующего выпускного клапана грибовидной конструкции; величина этой поверхности служит мерилом интенсивности отвода тепла. Во-вторых, вращающийся золотник одновременно выполняет функции выпускного и впускного органов и потому интенсивно охлаждается потоком свежей рабочей смеси. Неизбежным отрицательным следствием такого охлаждения золотника смесью является повышение ее температуры и уменьшение коэфициента наполнения. Стенки золотника могут быть выдержаны достаточно толстыми для лучшего отвода тепла и во избежание перегрева.

Кроме перечисленных достоинств, двигатель с вращающимся золотником имеет камеру сгорания компактной формы с выгодным отношением поверхности охлаждения к объему.

Выполненные двигатели системы Кросс работали продолжительное время без повреждений при числе оборотов от 8000 до 10 000 в минуту.

Проектирование и изготовление двигателей с вращающимися золотниками, начиная с первых конструкций, наталкивались на серьезные затруднения. Основной проблемой всегда было поддержание герметичности золотника. В большинстве предложенных систем распределения с жестким вращающимся золотником и жесткой уплотнительной втулкой золотника в головке цилиндра не удавалось избежать утечки газов из-за коробления и перекосов золотника и втулки при нагреве. Этим явлениям сопутствовали увеличение трения, заедания и задиры золотника. Более или менее надежное функционирование вращающегося золотника возможно только при обильной смазке.

В моменты, когда происходит впуск в цилиндр и давление понижено, очень трудно предотвратить проникновение смазки в камеру сгорания.

В итоге наблюдались повышенный расход смазки, дымный выхлоп, усиленное нагарообразование и перебои вследствие замасливания свечей. Многие системы вращающихся золотников были оставлены, так как не было возможности справиться с перечисленными трудностями.

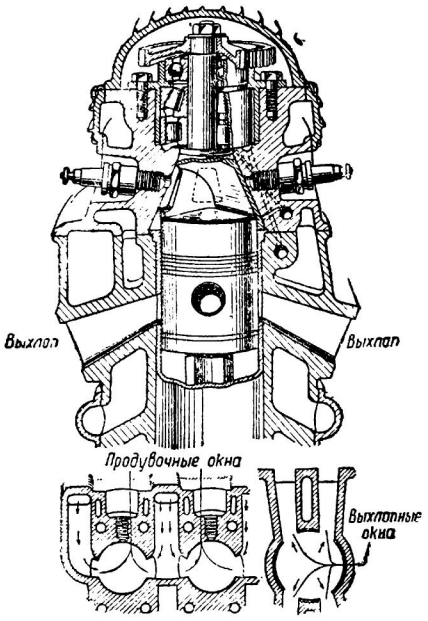
В двигателе Кросс втулка золотника выполнена разъемной. Нижняя часть составляет одно целое с головкой цилиндра. Верхняя часть напоминает по форме крышку обычного скользящего подшипника. Рабочая поверхность чугунного вращающегося золотника азотирована для повышения износоустойчивости; разъемная втулка золотника изготовлена из алюминиевого сплава. Благодаря особой рычажной системе давление газов передается частью на головку блока, а частью — на верхнюю половину втулки (фиг. 51). Рычаги сделаны неравноплечими с таким расчетом, чтобы основное усилие передавалось на головку; давление же на верхнюю половину втулки сверху на $5—10\%$ превышает давление, действующее на вращающийся золотник снизу, из камеры сгорания. Таким способом рычажная система непрерывно регулирует давление втулки на золотник во время работы, обеспечивая герметичность соединения. Когда давления в цилиндре нет, небольшой нажим на золотник сохраняется за счет нескольких пружин, показанных на схеме. Смазка золотника производится под давлением, причем подвод и отвод масла происходят через небольшие обратные клапаны. В той части поверхности вращающегося золотника, которая при своем движении приближается к отверстию головки, избыток смазки снимается особым пружинным скребком. Согласно отчетам об испытаниях, в двигателе Кросс удалось преодолеть все трудности, свойственные вращающимся золот-

никам. Расход смазки оказался незначительным; на протяжении длительных пробегов детали распределительного механизма показали хорошую долговечность и способность сохранять первоначальную регулировку. Кроме вышеупомянутых высоких динамических показателей, двигатель обнаружил отсутствие жесткости хода и гибкость в работе, необычные при высоких степенях сжатия. Заслуживает внимания экономичность; опытный двигатель 250 *см*³ при 4050 об/мин развивал 12 *л. с.* и дал расход 190 *г.э /л. с. час*, что соответствует экономическому к. п. д.—31,5%.

Еще более замечательные достижения приписывают двигателю Аспин с коническим вращающимся золотником. Его устройство показано на фиг. 52.

Двигатель Аспин строился в нескольких вариантах, как четырехтактный и двухтактный.

В том и другом случае конструкция конического вращающегося золотника в головке цилиндра одна и та же. Стальной золотник приводится в движение коротким вертикальным валиком, установленным на трех подшипниках — двух радиальных и одном радиально-упорном с коническими роликами. Валики золотников всех цилиндров соединены между собой шестеренной передачей. Полость конического золотника одновременно служит и камерой сгорания, так как в момент достижения в. м. т. головка поршня немного углубляется в нижнюю часть золотника. Герметичность золотника достигается весьма точной установкой его относительно головки цилиндра, изготовленной из алюминиевой бронзы. Золотник должен слегка касаться конической поверхности головки; нагрузка от давления газов должна восприниматься упорным подшипником во избежание задирания конических поверхностей соприкосновения. Нельзя не указать на производственную сложность такого устройства.



Фиг. 52. Схема устройства распределения Аспин с вращающимся коническим золотником.

Золотник вращается вдвое медленнее коленчатого вала; поэтому обе свечи и оба впускных канала двухтактного двигателя работают поочередно. При использовании двухтактного цикла возможность попадания масла в камеру горения меньше вследствие того, что в цилиндре всегда имеется избыточное давление.

Двигателям с распределением Аспин свойственны все преимущества, перечисленные при разборе вращающегося золотника системы Кросс. Безразличие двигателя Аспин к качествам топлива в отношении детонации объясняют еще улучшением условий горения вследствие вращательного движения стенок камеры сгорания, образованной коническим золотником.

Тепловая нагрузка свечи уменьшена, ибо ее электроды открываются отверстием золотника только во время рабочего хода.

Согласно опубликованным в технической литературе отчетам четырехтактный одноцилиндровый двигатель Аспин без наддува с диаметром цилиндра 67 *мм*, ходом поршня 70,5 *мм* и рабочим объемом 247 *см*³ показал следующие результаты: максимальная мощность 33 *л. с.* при 11 000 об/мин и степени сжатия $\varepsilon = 14{,}1$. Соответствующее среднее эффективное давление около 11 *кг/см*², а литровая мощность 133 *л. с.* представляет собой наивысшее значение, когда-либо полученное на двигателе без наддува. Еще поразительнее сведения об экономичности двигателя: при 6000 об/мин, когда двигатель развивал мощность 21,5 *л. с.*, расход составлял всего лишь 145 *г/э. л. с. час*; минимальный расход был зарегистрирован при 5000 об/мин и мощности 12 *л. с.* — только 113 *г/э. л. с. час*. Теплотворная способность применявшегося топлива 10 400 *кал/кг*, удельный вес 0,74.

Соответствующие значения экономического к. п. д. для расхода 145 и 113 *г/э. л. с. час* равны 41,8% и 53,7%; характеристики двигателя Аспин приведены на фиг. 52а.

Способность двигателя Аспин выдерживать высокоскоростные режимы без поломок в механизме проверена работой при числах оборотов до 14 850 в минуту.

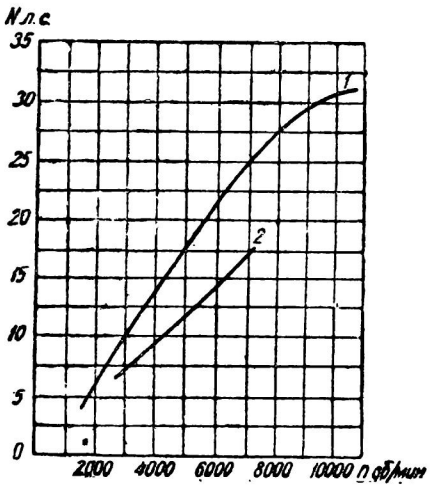
Опубликованные о моторах Аспин сведения, особенно в части расходов топлива, настолько необычны и настолько опережают даже лучшие известные до сего времени показатели, что их достоверность неоднократно была поставлена под сомнение.

Идея использования двухтактного цикла для получения высоких мощностей всегда представлялась заманчивой.

Теоретические преимущества двухтактного двигателя очевидны: при одинаковом числе оборотов его мощность должна быть вдвое больше, чем у четырехтактного; если сравнивать двигатели при одинаковой мощности, то у двухтактного инерционная нагрузка кривошипно-шатунного механизма должна быть в четыре раза меньше.

На практике осуществление эффективного двухтактного процесса, как известно, связано с серьезными трудностями.

Основная задача состоит в получении высокого коэфициента наполнения и в уменьшении до минимума коэфициента остаточных газов. В двухтактных двигателях процесс наполнения и очистки цилиндра протекает почти одновременно, в связи с чем затруднительно избежать утечки рабочей смеси в выхлопные окна и перемешивания свежей смеси с продуктами сгорания от предыдущего цикла. В простейшей конструктивной форме двухтактного двигателя функции распределительного органа выполняет поршень, открывающий и закрывающий впускные, перепускные и выпускные окна цилиндра. Такое устройство совершенно непригодно для питания двигателя с наддувом, так как выпускные окна закрываются позднее перепускных. В лучшем случае, с большой потерей свежей смеси в выхлоп, можно было бы приблизить коэфициент наполнения к единице. Но потеря смеси в выхлоп означает большой расход топлива и непроизводительную затрату мощности на вращение нагнетателя, а литровая мощность получилась бы гораздо ниже, чем у хорошего четырехтактного двигателя с наддувом. Несовершенство процессов наполнения и очистки находит свое отражение в более низком среднем эффективном давлении даже у самых лучших образцов двухтактных двигателей по сравнению с таковым для четырехтактных. Если же иногда и приходится сравнивать двухтактные и четырехтактные двигатели с одинаковой литровой мощностью, то можно быть почти уверенным, что первые показывают значительно больший расход топлива. Экономичность может играть существенную роль для дорожно-гоночного автомобиля, влияя на его вес в рабочем состоянии и на затрату времени в пути для заправки топливом.

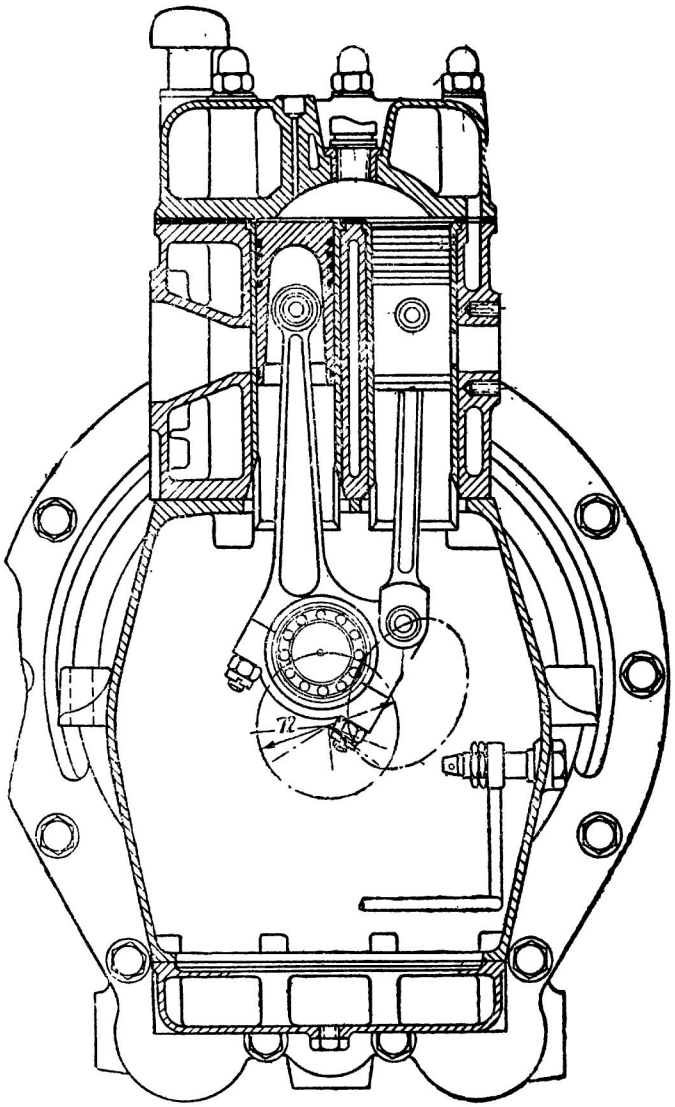


Фиг. 52а. Характеристики одноцилиндрового двигателя Аспин 250 $см^3$, $\varepsilon = 14{,}1$:

1 — регулировка на максимальную мощность; *2* — регулировка на максимальную экономичность.

Тем не менее некоторым конструкторам удалось осуществить двухтактные двигатели с высокой литровой мощностью в результате отказа от простейшей схемы и применения более сложных устройств распределительного механизма. В первую очередь следует упомянуть о работах известного специалиста в области нагнетателей и двухтактных двигателей инж. А. Цоллера. Схема его двигателя показана на фиг. 53. Цилиндры выполнены П-образными, причем каждая пара цилиндров имеет общую камеру сгорания. Оба поршня соединяются с коленчатым валом шатунами, сочлененными у нижней головки. В одном из цилиндров находятся управляемые поршнем впускные окна, а в другом выпускные. Тем самым конструкция Цоллера может быть причислена к разряду двигателей с прямоточной продувкой, давшей наилучшие результаты в двухтактных машинах по качеству наполнения и очистки цилиндра. При прямоточной продувке нет потоков рабочей

смеси и продуктов сгорания, движущихся навстречу друг другу. Отличные свойства прямоточной продувки хорошо известны по результатам эксплоатации двухпоршневых автомобильных дизелей Юнкерс. По сути дела П-образный цилиндр Цоллера представляет собой как бы согнутый прямой цилиндр двигателя Юнкерса. Преимущество кинематической схемы с сочлененными шатунами заключается в сдвиге фаз распределения впускных и выпускных окон. Впускные окна закрываются позднее выпускных, благодаря чему можно с успехом применить подачу горючей смеси под



Фиг. 53. Схема устройства двухтактного двигателя А. Цоллера.

давлением от нагнетателя. Этим обстоятельством воспользовался А. Цоллер, и его двигатель работал с высоким давлением наддува — до 2 *ати* — уже в 1934 г., когда на четырехтактных двигателях не рисковали поднять давление выше 0,8 — 1 *ати*. Его экспериментальный гоночный двигатель развивал очень высокую по тому времени литровую мощность — до 138 *л. с./л*. Шесть П-образных цилиндров имели диаметр 43 *мм*, ход поршня 83,8 *мм* и рабочий объем 1460 $см^3$.

При 5500 об/мин двигатель развивал мощность 200 *л. с.* и среднее эффективное давление 11,2 $кг/см^2$. Питание двигателя производилось двумя нагнетателями системы Цоллера.

Менее форсированный вариант того же двигателя для спортивных автомобилей был рассчитан на 130 *л. с.* при 3 800 об/мин.

О ходовых испытаниях автомобиля с двигателем Цоллера, к сожалению, ничего не известно. Можно только напомнить о больших успехах идей Цоллера в области мотоциклетного спорта.

Хорошие результаты показали также двухтактные двигатели с прямоточной продувкой и распределительными органами в виде вращающегося золотника. К этой категории относится изображенный на фиг. 52 двигатель Аспин. Преимущества конструкции подобного золотника были перечислены выше. Вращающийся золотник служит для впуска горючей смеси, в то время как выпуск производится обычным для двухтактных двигателей способом, через окна в нижней части цилиндра.

Противоположное устройство принято в интересном двухтактном двигателе системы Кедден-Флетчер (Cudden-Fletcher). Его схематическое изображение дано на фиг. 54.

Здесь наполнение цилиндров происходит через нижние окна цилиндров, управляемые поршнем, а для выпуска предусмотрен вращающийся золотник в головке.

Достоинство подобной схемы состоит в более низкой температуре поршня. У форсированных двухтактных двигателей с управляемыми поршнем выпускными окнами нередко наблюдались явления перегрева поршня. В отличие от системы Кросс с жестким золотником и разъемной втулкой двигатель Кедден-Флетчер имеет общую жесткую втулку над всеми четырьмя цилиндрами и пружинящий вращающийся золотник, изготовленный в виде двух вставленных одна в другую концентрических труб. Трубы имеют продольный разрез; их наружный диаметр в свободном состоянии несколько превышает внутренний диаметр втулки золотника. Когда золотник устанавливают во втулке, его предварительно сжимают подобно тому, как поступают с поршневыми кольцами при установке в цилиндр. После установки золотника в продольном разрезе остается минимальный температурный зазор. На боковой поверхности труб прорезаны окна, совпадающие в нужный момент с окном головки цилиндра. В конструкции привода вращающегося золотника предусмотрена возможность регулирования фаз распределения на ходу двигателя. Выпускная труба проходит внутри вращающегося золотника и снабжена водяной рубашкой.

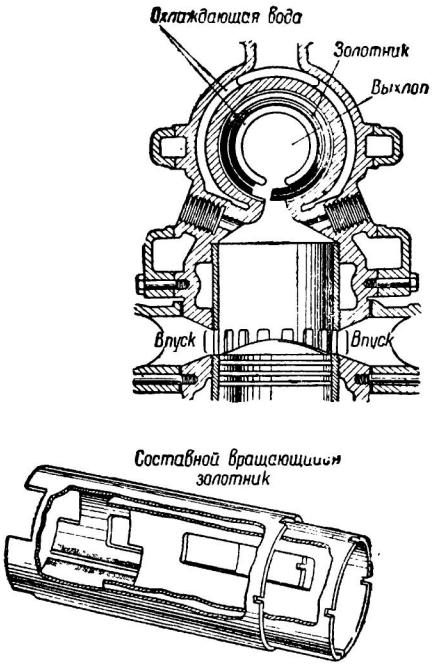
Таким образом, вращающийся золотник расположен между двумя охлаждаемыми водой стенками.

Кроме того, он имеет интенсивную циркуляционную смазку. Зажигание двухъискровое.

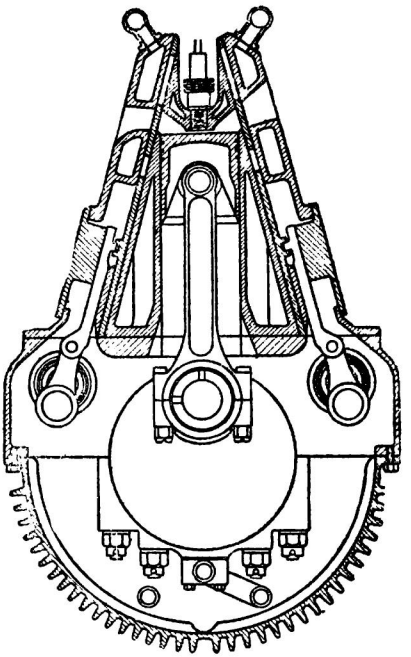
Интересная конструкция двухтактного гоночного двигателя была разработана специалистом по нагнетателям и двигателям внутреннего сгорания, инж. Дж. Л. Джемисон (J. L. Jamieson) для автомобиля английского гонщика Хоу.

Схема и внешний вид двигателя показаны на фиг 55 и 55а. В отличие от предыдущих двигателей продувка выполнена петлевой, а не прямоточной.

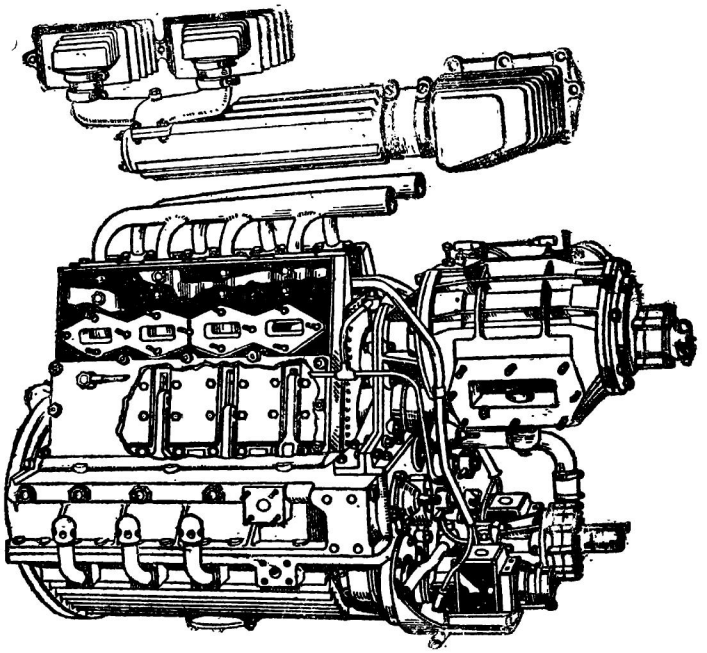
В качестве распределительных органов применены два плоских золотника. Впускное и выпускное окна расположены в головке цилиндра, как у четырехтактного двигателя. Золотники приводятся в движение двумя распределительными валами посредством коротких шатунов. Направление потоков рабочей смеси и отработавших газов в момент продувки достигается особой формой камеры сгорания. Выпускное окно открывается и закрывается раньше впускного, благодаря чему можно питать двигатель под давлением от нагнетателя (применен большой нагнетатель типа Поуэрплюс). Рабочая смесь всасывается нагнетателем из двух карбюраторов и подается к впускным окнам по двум трубам под давлением 2,1 *ати*. Привод распределительных валов, нагнетателя и прочих вспомогательных механизмов сконцентрирован в передней части двигателя. Так же как в коенструкции Кедден-Флетчер, водитель может на ходу регулировать фазы распределения. Каждое из двух магнето обслуживает свечи только двух цилиндров. Двигатель имеет тщательно разработанную циркуляционную смазку, действующую с помощью тройного масляного насоса. Особое внимание обращено на смазку распределительных золотников. Четыре цилиндра имеют диаметр 72 *мм*, ход поршня 90 *мм* и рабочий объем 1,46 *л*. Один из экспериментальных двигателей Джемисон развивал до 200 *л. с.* при 4500 об/мин. Соответствующее среднее эффективное давление составляло 13,8 *кг/см*^{2}.



Фиг. 54. Схема устройства двухтактного двигателя Кедден-Флетчер с вращающимся золотником.



Фиг. 55. Поперечный разрез двухтактного гоночного двигателя Джемисон.



Фиг. 55а. Внешний вид двухтактного двигателя Джемисон с наддувом.

Если сравнить лучшие образцы форсированных двухтактных двигателей, например Цоллер или Джемисон, с четырехтактными двигателями такой же литровой мощности, то приходится констатировать, что, несмотря на более высокое давление наддува, среднее эффективное давление двухтактных двигателей ниже на 25—30% (при давлении наддува около 2 *ати* четырехтактный двигатель дает среднее эффективное давление 17—18 *кг/см²* и больше). Отсюда, как следствие, расход топлива на *э. л. с. час* у двухтактного двигателя заметно выше. Причиной этого является все тот же основной недостаток двухтактного процесса, именно — несовершенство наполнения и очистки цилиндров. Впрыск топлива во впускной коллектор или непосредственный впрыск в цилиндр могут в значительной мере улучшить работу двухтактных двигателей, так как в этом случае имеется возможность продувки цилиндра без потерь топлива. Некоторым преимуществом двухтактных двигателей является более низкая средняя скорость поршня. У Цоллера и Джемисона она равна соответственно 15,4 и 13,5 *м/сек*. Для четырехтактного двигателя такой же литровой мощности средняя скорость поршня получилась бы не менее 18—20 *м/сек*.

Существует еще одно мало исследованное средство форсирования: работа на кислороде вместо атмосферного воздуха или с присадкой кислорода к воздуху. Смысл такого мероприятия заключается в увеличении теплосодержания рабочей смеси. В атмосферном воздухе кислород — активный элемент, участник реакции горения, составляет по весу только 23%, а 77% азота, по существу,— бесполезный балласт. Заменив азот кислородом, удалось бы сжечь в том же объеме приблизительно в четыре раза больше топлива и соответственно увеличить мощность двигателя. В опытах работы дизелей с присадкой кислорода удавалось добиться повышения мощности на 35%. Использование кислорода должно, повидимому, вызвать большие трудности вследствие резкого увеличения тепловой и механической нагрузки деталей двигателя. Даже в современных гоночных двигателях, работающих с высоким давлением наддува на топливовоздушных смесях, теплостойкость лучших материалов подвергается предельным испытаниям. Улучшение качества материалов для деталей тесно связано с возможностью дальнейшего форсирования двигателей.

В заключение отметим, что ни один из двигателей с вращающимися золотниками и двухтактных двигателей не вышел из экспериментальной стадии и не доказал еще в состязании своего превосходства над традиционными конструкциями. До настоящего момента хозяином положения остается четырехтактный двигатель с наддувом и клапанным распределением.

Иногда выдвигали идею использовать для движения автомобиля реактивный двигатель. Тогда изменяется принцип устройства автомобиля в целом. Вместо силы сцепления колес с дорогой движущей силой становится реакция вытекающей струи продуктов сгорания. Быть может, и удалось бы достичь с помощью реактивного двигателя очень высоких скоростей, но целесообразность применения этого принципа для автомобильного транспорта в настоящее время не доказана. Между тем гоночные автомобили представляют ценность до тех пор, пока они могут считаться логическим развитием обычной конструкции и могут помогать разрешению проблем транспортной техники.

ГЛАВА V

О ПРИМЕНЕНИИ НАГНЕТАТЕЛЕЙ НА ГОНОЧНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Успешное применение нагнетателей во время первой мировой войны для борьбы с падением мощности двигателя при подъеме аэроплана в разреженные слои атмосферы натолкнуло автомобильных конструкторов на мысль использовать тот же принцип для форсирования рабочего процесса гоночных двигателей и увеличения их быстроходности. Эта идея основана на полной аналогии в условиях наполнения цилиндра авиационного двигателя на высоте в несколько тысяч метров и цилиндра гоночного автомобиля на уровне моря, но при очень высоком числе оборотов ко-

ленчатого вала. И в том и в другом случае мощность снижается в результате уменьшения веса заряда, поступающего в цилиндр при впуске, т. е. ухудшения коэфициента наполнения. На большой высоте плохое наполнение обусловлено уменьшением плотности атмосферы. На земле при высоком числе оборотов малая плотность рабочей смеси в цилиндре двигателя является следствием сокращения промежутка времени, отведенного на впуск; так например, при 8000 об/мин продолжительность впуска составляет около 0,006 сек. У нормальных автомобилей, не снабженных нагнетателями, смесь поступает в двигатель под действием довольно незначительной разности давления в цилиндре в период впуска и давления атмосферного воздуха. Совсем иначе обстоит дело, если наполнение цилиндра происходит от специального нагнетателя. Нагнетатель приводится в действие от самого двигателя и служит для подачи смеси под давлением по нагнетательному трубопроводу к впускным клапанам цилиндров. Коэфициент наполнения при этом может быть больше единицы. Давление в конце хода впуска больше атмосферного и у некоторых двигателей достигает 2 — 2,5 *ати*. Плотность смеси при прочих равных условиях (при неизменной температуре) пропорциональна ее давлению, а значит, и количество топлива, вводимого в цилиндр при каждом ходе впуска, увеличивается пропорционально давлению наддува. В этом и заключается основная причина высокой литровой мощности, развиваемой двигателями с наддувом. Полуторалитровый двигатель при давлении наддува, равном 2 *ата*, по существу эквивалентен трехлитровому без наддува (если не учитывать затрату мощности на нагнетатель).

Влияние установки нагнетателя на работу двигателя сводится к следующему:

1. Падение среднего эффективного давления начинается при бо́льших числах оборотов благодаря тому, что смесь поступает в цилиндр под значительным давлением и наполнение получается удовлетворительным даже при очень ограниченном периоде открытия впускного клапана. Точка перегиба характеристики отодвигается в область более высоких чисел оборотов.

2. Среднее эффективное давление увеличивается по всему диапазону изменения числа оборотов вследствие увеличения количества тепла, выделяющегося при каждой вспышке, и возрастания максимального давления вспышки.

Вышеуказанные факторы действуют в сторону увеличения мощности двигателя, причем превалирующее значение имеет второй из них. Таким образом, переход на принудительное питание дает возможность форсировать как режим (число оборотов), так и рабочий процесс двигателя.

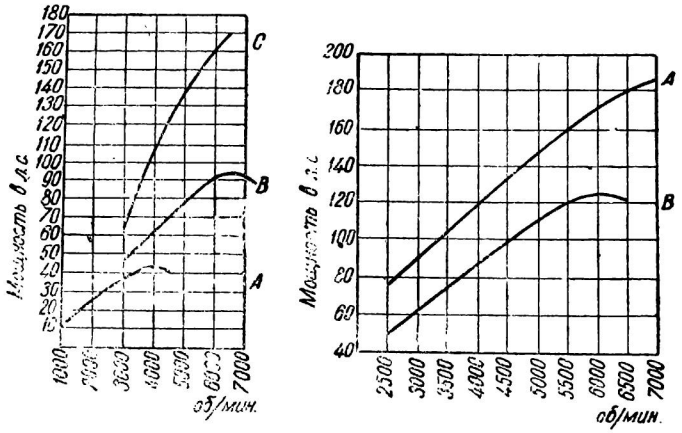
Фирмами, впервые разработавшими автомобильные двигатели с наддувом, были Мерседес-Даймлер в 1921 г., Фиат и Сёнбим в 1922 — 1923 гг. Первые крупные победы автомобили с такими двигателями одержали в 1924 г. — Большой приз Автомобильного клуба Франции (Альфа Ромео, табл. 10, №6) и гонки Тарга Флорио (Мерселес-Даймлер, 2 *л*).

Уже в самом начале применения нагнетателей удалось добиться увеличения мощности на 50 — 75% по сравнению с лучшими показателями автомобилей без нагнетателей. На фиг. 56 показаны характеристики двухлитрового двигателя Делаж до и после установки нагнетателя. У двигателя с наддувом мощность увеличилась со 125 до 190 *л. с.*, т. е. на 52%, а число оборотов с 6000 до 7000 в минуту. Для сравнения на фиг. 56 даны характеристики трех типичных полуторалитровых двигателей — нормального, гоночного без наддува и гоночного с наддувом.

Из предыдущего ясно, что для увеличения мощности нужно стремиться к возможно большему давлению наддува, чтобы вводить в цилиндр большее количество рабочей смеси. Развитие двигателей с наддувом идет как раз по такому пути — давление наддува в последнее время растет из года в год, чем и объясняется в основном рост литровой мощности.

Наряду с весьма важными преимуществами применение нагнетателей имеет целый ряд существенных недостатков. С увеличением давления наддува возрастают давление и температура смеси в конце хода сжатия, и в связи с этим двигатель может начать детонировать, если не принять предупредительных мер. Для устранения детонации приходится прибегать к уменьшению степени сжатия в цилиндре, несмотря на крайнюю нежелательность такого мероприятия, сопряженного с уменьшением теплоиспользования и возрастанием расхода топлива.

Плохое теплоиспользование увеличивает часть тепла, подлежащую удалению из цилиндра с охлаждающей водой и отработавшими газами, а следовательно, усиливается нагрев двигателя, его тепловое состояние становится более напряженным. Для примера укажем, что, если двигатель удовлетворительно работал на данном топливе при степени сжатия $\varepsilon = 11$ без наддува, то после перехода на принуди-



Фиг. 56. Влияние наддува на мощность двигателя:

слева *A* — нормальный двигатель 1,5 *л*; $\varepsilon = 6$; *B* — гоночный двигатель без нагнетателя, 1,5 *л*; $\varepsilon = 13$, топливо — спиртовая смесь; *C* — гоночный двигатель с нагнетателем, 1,5 *л*; $\varepsilon = 7$, топливо — спиртовая смесь, давление наддува 1,5 *ати*; на графике справа — характеристика гоночного двигателя Delage 12-цилиндровый 2000 *см*³ (табл. 12, № 1); *A* — с нагнетателем; *B* — без нагнетателя.

тельное питание под давлением 1 *ати* степень сжатия должна быть снижена до 7,8, а при давлении 2 *ати* — до 6,3. Необходимое понижение степени сжатия может быть легко определено по формуле Помероя (L. Pomeroy), полученной на основании экспериментальных данных,

$$\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}}.$$

В этой формуле:

ε_1 — максимально допустимая степень сжатия при работе без наддува;

ε_2 — максимально допустимая степень сжатия после перехода на работу с наддувом;

p_1 — атмосферное давление 1 *ата*;

p_2 — давление наддува в *ата*.

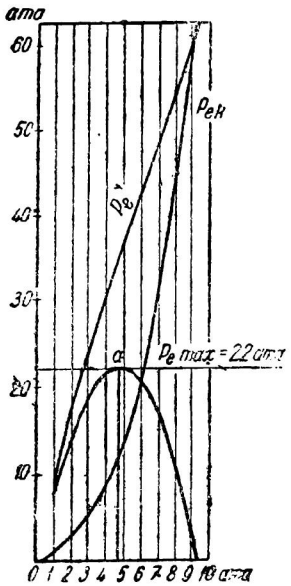
Установка нагнетателя приводит к ухудшению механического к. п. д., так как часть выигрыша мощности, полученного от принудительного питания двигателя, затрачивается на вращение самого нагнетателя. Эта потеря с увеличением давления наддува быстро возрастает и достигает большой величины. Трехлитровый двигатель Мерседес-Бенц при эффективной мощности 425 *л. с.* на привод нагнетателя расходует около 160 *л. с.*

Уменьшение теплоиспользования и механического к. п. д. приводит к тому, что мощность увеличивается медленнее, чем давление наддува; в частности, при переходе от питания без наддува к питанию с наддувом 2 *ата* мощность увеличивается не вдвое, а приблизительно на 80%.

Отсюда возникает вопрос, как далеко имеет смысл итти с повышением давления наддува и не наступит ли такой момент, когда улучшение наполнения окажется не в состоянии компенсировать затрату мощности на нагнетатель и ухудшение теплоиспользования.

Результаты аналитического исследования этой проблемы подтверждают такие опасения и могут быть представлены графически (фиг. 57).

Кривая p'_e дает изменение среднего эффективного давления в зависимости от давления наддува, отложенного по оси абсцисс без учета затраты мощности на привод нагнетателя. Кривая $p_{ек}$ изображает часть среднего эффективного давления, затрачиваемого на привод нагнетателя также в зависимости от давления наддува. Как видно по графику, рост $p_{ек}$ вначале отстает от роста p'_e, а при дальнейшем увеличении давления наддува разрыв между этими величинами быстро уменьшается. Чтобы получить среднее эффективное давление, соответствующее эффективной мощности двигателя, достаточно отнять от ординат кривой p'_e ординаты кривой $p_{ек}$. Тогда получим кривую p_e изменения среднего эффективного давления двигателя в зависимости от давления наддува. Точкой перегиба *а* определяется наивыгоднейшее давление наддува — около 5 *ата*, — при котором среднее эффективное давление и мощность достигают максимума. График фиг. 57 построен из расчета сохранения конечного давления сжатия равным 16,7 *ат* при различных давлениях наддува; это соответствует степени сжатия $\varepsilon = 7{,}5$ для двигателя без наддува. Повышенным давлениям наддува соответствуют уменьшенные степени сжатия; для критического давления наддува 5 *ата* степень сжатия $\varepsilon = 2{,}3$. Кроме конечного давления сжатия, в основу графика положены еще другие конкретные данные. Поэтому нельзя считать 5 *ата* наивыгоднейшим давлением наддува для всех типов двигателей. Точные вычисления критического давления наддува вообще едва ли возможны, так как весьма трудно учесть все условия работы машины, свойства топлива и тем более конструктивные особенности двигателя. Поэтому фиг. 57 приводится только для того, чтобы показать существование предела увеличения мощности двигателя, снабженного приводным нагнетателем. В настоящее время применяются более низкие давления наддува по сравнению с предельным значением, полученным на графике.



Фиг. 57. Зависимость среднего эффективного давления от давления наддува.

В табл. 35 даны давления в нагнетательных трубопроводах различных гоночных двигателей. Средней величиной давления наддува для дорожно-гоночных двигателей можно считать 1 — 1,5 *ати*; для рекордных 2 — 2,5 *ати*. Меньшие значения применяются на двигателях с большими цилиндрами ввиду их склонности к перегреву. Наиболее высокие давления наддува лучше всего выдерживают без всяких вредных последствий малолитражные двигатели с объемом отдельного цилиндра 125 — 175 $см^3$.

Большие давления наддува приводят к очень высоким давлениям вспышки и увеличивают среднюю температуру поршней и выхлопных клапанов, несмотря на самое интенсивное охлаждение двигателя.

При современном состоянии развития техники предел повышению давления наддува ставят прочность основных деталей и их способность выдерживать высокую температуру.

В какой мере изменяются условия работы двигателя при изменении давления наддува, показывает табл. 36, по данным английского конструктора М. А. Мак Эвой. Таблица относится к двухцилиндровому мотоциклетному двигателю мощностью 42 *л. с.* при работе без наддува со степенью сжатия $\varepsilon = 9{,}5$. После установки нагнетателя можно увеличить мощность до 72 *л. с.*, если работать с давлением наддува 1 *ати*. При этом степень сжатия должна быть снижена до $\varepsilon = 6{,}65$. Таким образом удвоенное давление подачи позволяет увеличить мощность только на 72% вследствие снижения степени сжатия и увеличения затраты энергии на вращение нагнетателя. Максимальное давление вспышки возрастает на 45%, благодаря чему двигатель с наддувом должен иметь более прочные детали кривошипно-шатунного механизма; при установке нагнетателей на серийные двигатели иногда наблюдаются поломки поршней и поршневых пальцев из-за недостатка запасов

Таблица 35

Давление наддува двигателей с нагнетателями

№ по пор.	Фирма	Раб. объем в *см*³	Число цилиндров	Давление наддува в *кг/см*²	Тип нагнетателя	Тип автомобиля	Примечание
1	Делаж	1500	8	0,850	Рутс	Дорожно-гоночный	Таб. 30, № 8
2	Мазерати	1500	6	1,100	„	„ „	„ 30, № 9
3	„	3000	8	0,730	„	„ „	„ 30, № 23
4	Альфа Ромео	4500	12	0,900	„	„ „	„ 30, № 36
5	ERA	1500	6	1,050	„	„ „	„ 30, № 12
6	Остин	750	4	1,190	„	„ „	„ 30, № 4
7	MG	750	4	2,100	—	—	—
8	„	1100	6	1,750	Поуэрплюс	Рекордный	„ 30, № 7
9	Мерседес-Бенц	3000	12	1,400	Рутс	Дорожно-гоночный	„ 16, № 3
10	Ауто Унион	3000	12	1,400	„	„ „	„ 16, № 4
11	Бугатти	2300	8	0,175	„	„ „	„ 13, № 2
12	Альта	1500	4	1,350	„	„ „	„ 30, № 18
13	Мазерати	3000	8	1,320	„	„ „	„ 30, № 29
14	Альфа Ромео	1500	8	1,350	„	„ „	„ 30, № 15
15	Мазерати	1500	4	1,02	„	„ „	
16	ERA	1500	6	1,95	Цоллер	„ „	
17	Де Куси	1500	8	1,54	—	„ „	
18	Альта	1500	4	1,47	Рутс	„ „	
19	Спаркс	3000	6	1,26	Центробежн.	Трековый	
20	Оффенхаузер	3000	8	1,75	„	„	
21	Уинфильд	3000	8	2,1	„	„	
22	MG	750	6	2,1	Лопаточн.	Рекордный	
23	Альта	2000	4	1,47	Рутс	Дорожно-гоночный	
24	Миллер	3000	16	1,95	Центробежн.	Рекордный	

В примечаниях указан номер таблицы с остальными техническими сведениями. Давление дается избыточное (сверх атмосферного).

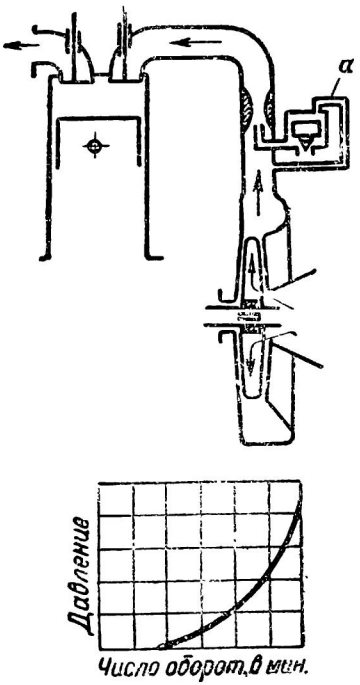
Таблица 36

Изменение условий работы двигателя (двухцилиндрового, 500 *см*³) в зависимости от изменения давления наддува (по M. A. Mc Evoy).

Давление наддува в *ати*	Степень сжатия ε	Увеличение в % (по отношению к работе без наддува)			Эффективная мощность в *л. с.*
		мощности	максимального давления вспышки	теплового потока (неиспользованного тепла)	
Без наддува	9,5	—	—	—	42
0,35	8,2	25	14	37	52,5
0,525	7,7	38	23	58	58
0,7	7,3	50	31	78	63
0,875	7	62	37	98	68
1,05	6,65	72	45	117	72

прочности. Не менее важное значение имеет сильное увеличение теплового потока, проходящего через двигатель. Под тепловым потоком здесь подразумевается часть тепла, не превращенная двигателем в механическую работу. Тепловой поток увеличивается быстрее, чем давление наддува; в рассматриваемом примере прирост составляет 117% при давлении наддува 1 *ати*. Быстрый рост теплового потока обусловлен как увеличением заряда цилиндра, так и ухудшением теплоиспользования (уменьшением ε). Усилением теплового потока объясняется исключительно на-

пряженный температурный режим работы двигателей с наддувом и необходимость специального конструктивного оформления таких деталей, как поршни, выпускные клапаны и свечи. Поршни должны иметь достаточно толстое днище и массивный пояс за поршневыми кольцами не только для прочности, но и по соображениям отвода интенсивного потока тепла. Особой тщательности требует подбор свечей, так как выбрасывание нагнетателем некоторого количества масла иногда служит поводом для ошибочной установки свечей слишком „горячего" типа. При больших давлениях наддува рекомендуется устраивать промежуточное охлаждение рабочей смеси между нагнетателем и двигателем; такое охлаждение помогает бороться с детонацией и снижает потерю мощности на привод нагнетателя, уменьшая противодавление.



Фиг. 58. Схема центробежного нагнетателя и характер зависимости между давлением наддува и числом оборотов. Карбюратор помещен между двигателем и нагнетателем.

На практике доказана возможность использования двигателей с наддувом в гонках с ограничением расхода горючего, если отказаться от высоких давлений наддува, как это и сделала фирма Бугатти в 1929 г. (табл. 13, № 2). Тогда отпадает необходимость снижения степени сжатия, расход мощности на привод нагнетателя становится незначительным и потому двигатель работает экономично. В то же время получается известный выигрыш мощности вследствие сохранения удовлетворительного коэфициента наполнения на высоком числе оборотов[1].

По конструкции нагнетатели, применяемые на автомобильных двигателях, делятся на три основные разновидности:

1. Центробежные.
2. Объемные типа Рутс (Roots) с двумя вращающимися роторами.
3. Объемные типа Поуэрплюс и Цоллер с одним эксцентрично расположенным ротором.

Действие и устройство нагнетателя первого типа понятно из фиг. 58; воздух попадает на радиальные лопатки рабочего колеса вблизи от центра его вращения и отбрасывается центробежной силой к периферии кожуха, где имеется кольцевое пространство—диффузор,—связанное с карбюратором и нагнетательным трубопроводом двигателя. Под действием центробежной силы происходит уплотнение воздуха и повышение давления смеси в карбюраторе и нагнетательном трубопроводе. Для получения достаточно высокого давления наддува рабочее колесо должно вращаться с очень большой угловой скоростью 20 000—30 000 об/мин. В нижней части фиг. 58 графически изображен характер зависимости между числом оборотов рабочего колеса и развиваемым давлением. Сначала давление нарастает медленно, а затем кривая круто поднимается вверх. Такой характер изменения давления приводит к тому, что на малых и средних оборотах мощность двигателя мало возрастает и потому акселерация (разгон) автомобиля оставляет желать лучшего. Качества центробежных нагнетателей делают их особенно пригодными для трековых гонок или рекордных заездов, где двигатель должен длительно работать на максимальном числе оборотов с полной нагрузкой, а разгон имеет второстепенное значение. Нагнетатели этого типа встречаются главным образом на гоночных автомобилях американского происхождения (Дюзенберг, Миллер, Оффенхаузер) и на рекордных автомобилях, оборудованных авиационными двигателями (Кемпбелл Роллс-Ройс, Непир-Рельтон).

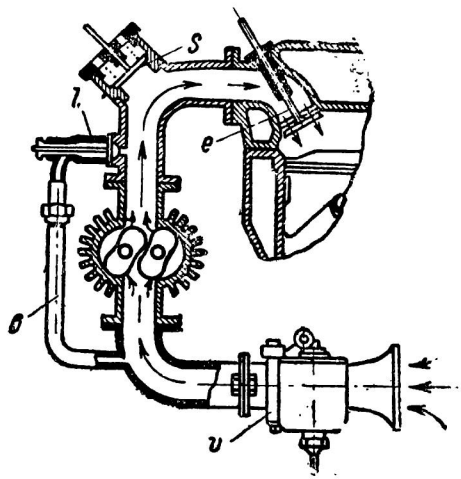
[1]) На спортивных автомобилях Мерседес-Даймлер устанавливались нагнетатели, включающиеся в работу только при полном открытии дросселя. Таким образом на режимах неполного открытия дросселя двигатель работает, как обычный двигатель без нагнетателя. *Прим. ред.*

Большие нагрузки от центробежной силы заставляют применять для изготовления рабочего колеса нагнетателя самые высококачественные материалы (дюраль, легированная сталь), а также относиться с исключительным вниманием к процессу балансировки колеса.

При диаметре рабочего колеса 175—200 *мм* окружная скорость концов лопаток достигает 300—350 *м/сек* — больше чем скорость распространения звука в воздухе.

Те же требования к качеству материала предъявляются и для шестерен передачи к валу рабочего колеса, работающих с высокими скоростями.

Нагнетатели типа Рутс получили наиболее широкое распространение на гоночных автомобилях (табл. 35). Устройство нагнетателя и схема его установки на двигателе представлены на фиг. 59. В корпусе овальной формы вращаются два ротора специального профиля; роторы насажены на оси, связанные между собой шестернями, не показанными на схеме. Роторы отделены один от другого и от корпуса постоянным небольшим зазором 0,1—0,15 *мм*. При вращении смесь из всасывающего патрубка попадает в пространство между роторами и корпусом, а затем выжимается в нагнетательный трубопровод, следуя по пути, отмеченному на схеме стрелками. В отличие от предыдущего нагнетателя смесь подается не непрерывной струей, а отдельными толчками — на каждый оборот роторов в нагнетательный трубопровод поступает четыре порции смеси, по две от каждого ротора [1]. В общем принцип работы нагнетателей Рутс ничем не отличается от действия общеизвестных насосов шестеренчатого типа. Корпус и роторы обычно изготовляются из алюминиевых сплавов.



Фиг. 59. Схема нагнетателя типа Рутс. Нагнетатель помещен между карбюратором и двигателем.

Сравнивая фиг. 58 и 59, нетрудно установить принципиальное различие в установке нагнетателя по отношению к двигателю и карбюратору. В первом случае нагнетатель засасывает чистый воздух и подает его в карбюратор. Ввиду того, что в карбюраторе имеется повышенное давление, поплавковую камеру делают герметически закрытой и соединяют специальной трубкой *a* с нагнетательным трубопроводом у входа в смесительную камеру. По той же причине бак для горючего не имеет сообщения с атмосферой, а пространство над уровнем топлива также сообщается с нагнетательным трубопроводом при помощи трубки. Преимуществом такого способа включения нагнетателя считают уменьшение вероятности его повреждения при случайных обратных вспышках в нагнетательном трубопроводе, так как полости между корпусом и рабочим колесом или роторами заполнены не горючей смесью, а воздухом. Сложность этой системы, необходимость в карбюраторах специальной конструкции и наличие дополнительных трубок делают применение подобного устройства довольно редким. Фирма Мерседес-Бенц придерживалась в течение многих лет вышеуказанного метода включения нагнетателя, но и она отказалась от него в 1936 г. в пользу второго, более простого способа, представленного на фиг. 59. Здесь нагнетатель, помещенный между двигателем и карбюратором, засасывает рабочую смесь и подает ее в нагнетательный трубопровод. Такое включение нагнетателя оправдывается следующими соображениями.

1. Смесь топлива с воздухом подвергается энергичному перемешиванию роторами, и бензин лучше испаряется.

---

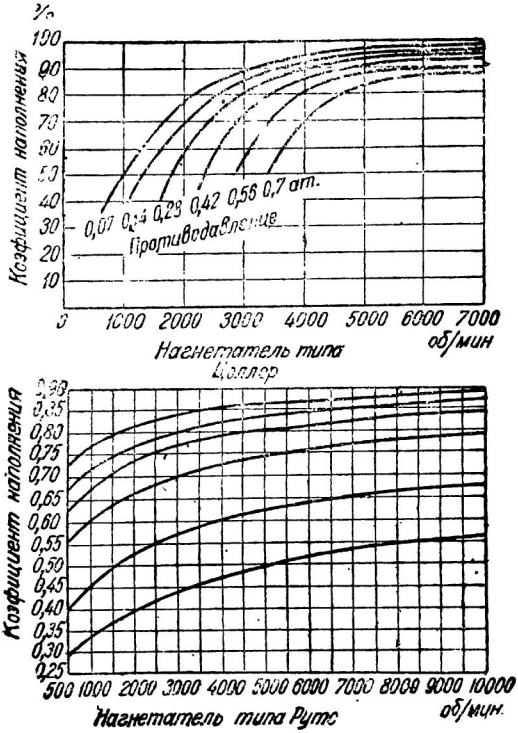
[1] В настоящее время в целях получения более равномерного потока и уменьшения пульсаций нагнетатели типа Рутс выполняются также с трехлопастными винтовыми роторами (главным образом как продувочные насосы для автомобильных дизелей). *Прим. ред.*

2. Можно пользоваться обыкновенными карбюраторами без каких-либо дополнительных устройств.

Недостатком является разжижение смазки нагнетателя топливом и, как следствие, довольно быстрый износ трущихся частей.

Способ включения нагнетателя не связан с его конструкцией; и та и другая схемы могут быть использованы для всех типов нагнетателей.

На фиг. 59 показаны еще некоторые существенные детали установки, а именно — предохранительный клапан *s* и перепускной клапан *l*. Предохранительный клапан открывается наружу и выпускает газы при внезапном и резком повышении давления, предотвращая таким путем разрушительные последствия взрыва, вызванного обратной вспышкой. Перепускной клапан ставится не всегда и служит для регулирования давления в нагнетательном трубопроводе. При незначительном повышении давления сверх нормального перепускной клапан открывается и возвращает часть смеси по трубке *в* во всасывающую трубу нагнетателя. Применением перепускной трубки преследуют экономические цели, т. е. заставляют рабочую смесь повторно циркулировать в нагнетателе, чтобы не выпускать ее в атмосферу через предохранительный клапан.



Фиг. 60. Изменение коэфициента наполнения нагнетателя типа Рутс и Доллер в зависимости от числа оборотов роторов и противодавления в нагнетательном трубопроводе.

Конструктивное выполнение нагнетателя Рутс, расположенного в передней части двигателя, показано на фиг. 26.

Характер изменения коэфициента наполнения нагнетателя в зависимости от числа оборотов его роторов для различных значений противодавления в нагнетательном трубопроводе представлен графически на фиг. 60.

До 3000—3500 об/мин коэфициент наполнения быстро увеличивается, а при дальнейшем возрастании угловой скорости роторов до 7000 и даже 9000 об/мин изменяется мало, сохраняя почти постоянную величину. С увеличением числа оборотов сокращается время утечки смеси через зазоры у роторов, чем и объясняется улучшение коэфициента наполнения. Давление наддува имеет обратное влияние на качество наполнения: чем выше давление в нагнетательном трубопроводе, тем больше утечка смеси в зазоры и, следовательно, коэфициент наполнения уменьшается. На диаграмме, таким образом, нижние кривые соответствуют бо́льшим давлениям наддува. Давление наддува находится в прямой зависимости от коэфициента наполнения нагнетателя, т. е. от количества смеси, подаваемой за каждый оборот роторов. Поэтому давление наддува изменяется так же, как и коэфициент наполнения, постепенно увеличиваясь вместе с числом оборотов. Идеальным для работы двигателя случаем является постоянство давления в нагнетательном трубопроводе независимо от числа оборотов коленчатого вала. Для приближения к наивыгоднейшим условиям работы между нагнетателем и коленчатым валом двигателя обычно вводится ускорительная передача с отношением от 1 : 1,2 до 1 : 2[1]. Тогда число оборотов нагне-

[1] Приведем передаточные отношения от коленчатого вала к нагнетателю некоторых двигателей:

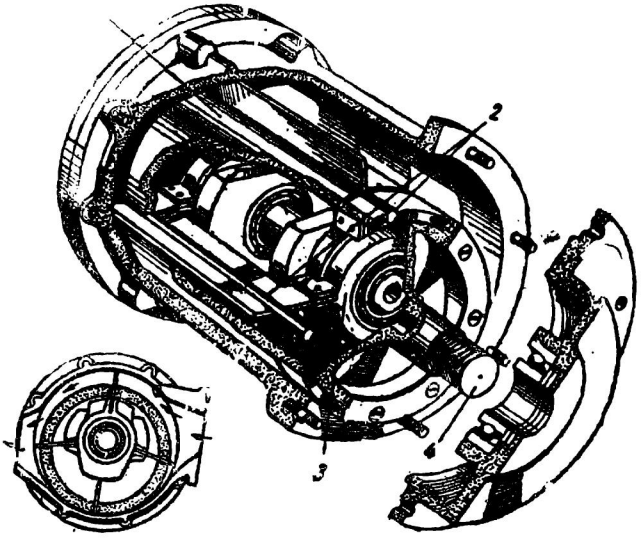
ERA., 1934; 1,5 *л*., нагнетатель Рутс, $i = 3$.

Альфа Ромео, 1939; 1,5 *л*, нагнетатель Рутс, $i = 1{,}32$.

Альфа Ромео, 1937, 4,5 *л*, нагнетатель Рутс, $i = 1{,}5$.

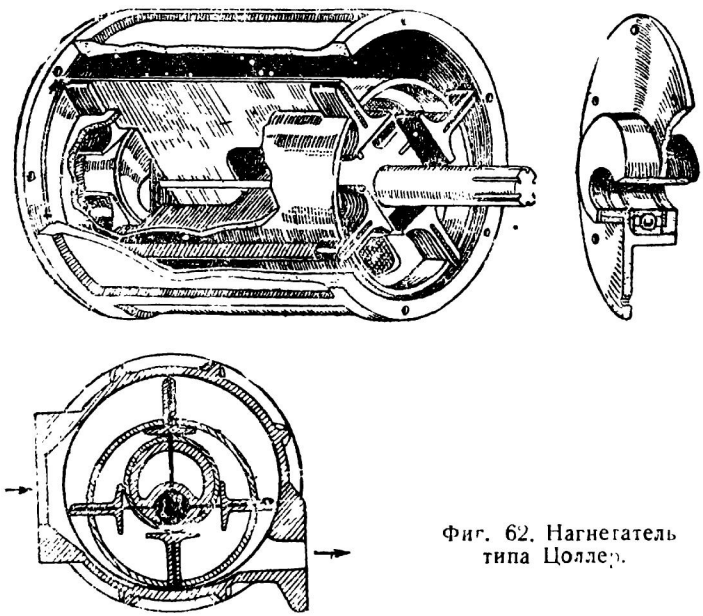
гателя составляет 5000—10 000 в минуту, не выходя за пределы интервала, в котором коэфициент наполнения нагнетателя и давление наддува мало меняются даже при относительно невысокой скорости вращения коленчатого вала. Сохранение достаточного давления в нагнетательном трубопроводе на малых и средних числах оборотов обеспечивает автомобилям, снабженным нагнетателями типа Рутс, очень хороший разгон.

Быстроходные нагнетатели Рутс, несмотря на большую производительность, отличаются малыми габаритными размерами и малым весом по сравнению с другими конструкциями. Однако они применяются только для давления наддува не более 1—1,5 *ати*, так как при больших давлениях мощность, затрачиваемая на их вращение, быстро возрастает.



Фиг. 61. Нагнетатель типа Поуэрплюс или Сентрик.

При испытаниях двигателя с нагнетателем Рутс повышение давления наддува от 1,35 до 1,7 *ати* не дало увеличения эффективной мощности только вследствие возрастания мощности, затрачиваемой на привод нагнетателя (по Л. Померою). Этот недостаток пытались обойти применением двухступенчатого сжатия рабочей смеси двумя последовательно соединенными



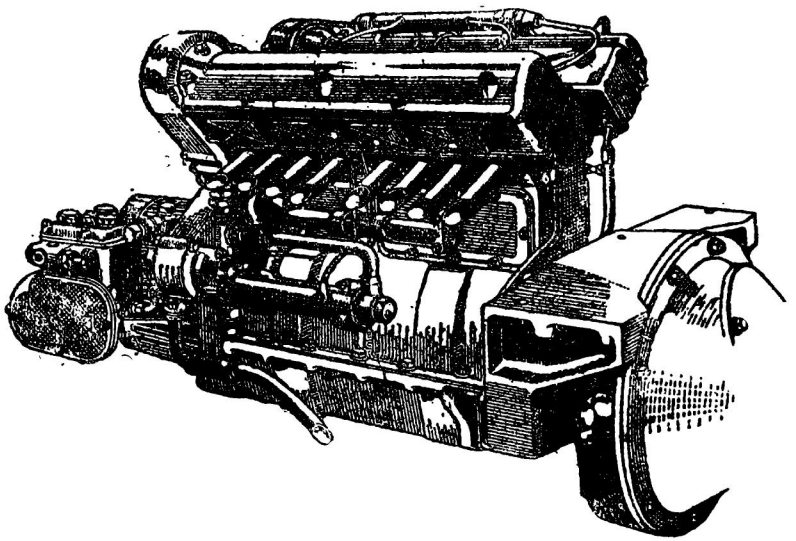
Фиг. 62. Нагнетатель типа Цоллер.

Делаж, 1936; 1,5 *л*, нагнетатель Рутс, $i = 1{,}5$.
E R. A. 1936—1938; 1,5 *л*, нагнетатель Цоллер, $i = 0{,}6$ (замедлительная передача).
Мазерати, 1935; 3 *л*, нагнетатель Рутс, $i = 1{,}5$.

нагнетателями Рутс; первый нагнетатель засасывает смесь из карбюратора и подает ее во второй нагнетатель под давлением около 1 *ати*. Второй нагнетатель повышает давление смеси до 2 *ати* и нагнетает ее в цилиндры двигателя. Такая система питания применялась на некоторых гоночных автомобилях Ауто-Унион. Двухступенчатый наддув успешно применялся также на гоночных двигателях Мерседес-Бенц, 1,5 *л* и 3 *л* и на двигателе Альфа Ромео, 1,5 *л*, типа 158.

Для давления свыше 1,5 *ати* устанавливают нагнетатели типа Поуэрплюс или Цоллер, более экономичные в смысле затраты мощности на сжатие рабочей смеси.

Фиг. 61 дает представление об устройстве нагнетателя Поуэрплюс или Сентрик. В цилиндрическом корпусе вращается эксцентрично расположенный барабан. Барабан увлекает при вращении лопатки, насаженные на шарикоподшипниках, на вал, концентричный с наружным корпусом. Лопатки пропущены через фибровые валики, вставленные в продольные прорези на периферии барабана. Между внутренней поверхностью корпуса и наружной поверхностью барабана получается полость, раз-



Фиг. 63. Гоночный четырехцилиндровый двигатель Мазерати 1,5 *л*. (табл. 30, № 16).

Нагнетатель типа Рутс с горизонтальными роторами помещен перед двигателем и всасывает рабочую смесь из одного карбюратора с двумя смесительными камерами. Двигатель имеет восемь выпускных патрубков по два на каждый цилиндр по числу выпускных клапанов.

деленная лопатками на отсеки переменного объема. При вращении барабана смесь попадает из карбюратора в полости между лопатками с одной стороны корпуса, как показано стрелкой, затем переносится на другую сторону, подвергаясь то же время сжатию, и выталкивается в нагнетательный трубопровод.

В нагнетателях типа Цоллер (фиг. 62) противолежащие лопатки соединены в одно целое; движение лопаток в прорезях барабана происходит вследствие того, что они снабжены башмаками, скользящими по поверхности эксцентриков, жестко связанных с неподвижными крышками корпуса. По отношению к барабану лопатки движутся в прорезях только поступательно; необходимость в фибровых шарнирах отпадает.

Изменение давления подачи и наполнения при перемене числа оборотов в нагнетателях Поуэрплюс и Цоллер протекает примерно так же, как и у нагнетателя Рутс (фиг. 60). Тем не менее по условиям прочности они не могут работать на больших оборотах, выгодных для правильного питания цилиндров двигателя. На большой скорости вращения барабана в лопатках возникают исключительно высокие напряжения, опасные для прочности; кроме того, значительно увеличиваются механические потери от трения лопаток в прорезях. По этим причинам приходится уменьшать число оборотов нагнетателя посредством соответствующей передачи. Передаточное отношение составляет 0,5 – 0,7. Тихоходностью нагнетателя обусловлены его большие размеры и увеличенный вес. Возможность работы с большими

давлениями наддува позволяет автомобилям, оборудованным нагнетателями Поуэрплюс или Цоллер, развивать очень большую максимальную скорость. С другой стороны, разгон получается менее удовлетворительным из-за плохого коэфициента наполнения нагнетателя на малых числах оборотов, хотя последнее свойство выражено не так ярко, как у центробежных нагнетателей.

Передача к нагнетателю чаще всего осуществляется цилиндрическими шестернями от привода к распределительным валам (фиг. 26) или от переднего торца коленчатого вала (фиг. 63). Для размещения нагнетателя на двигателе существуют три варианта:

1. Нагнетатель устанавливается впереди двигателя, причем оси роторов могут быть вертикальными (передача коническими шестернями, фиг. 66) или горизонтальными (фиг. 63).

2. Нагнетатель устанавливается за двигателем непосредственно над коробкой передач, как это принято, например, на автомобиле Остин 0,75 л (фиг. 67) и на некоторых моделях ERA (фиг. 64).

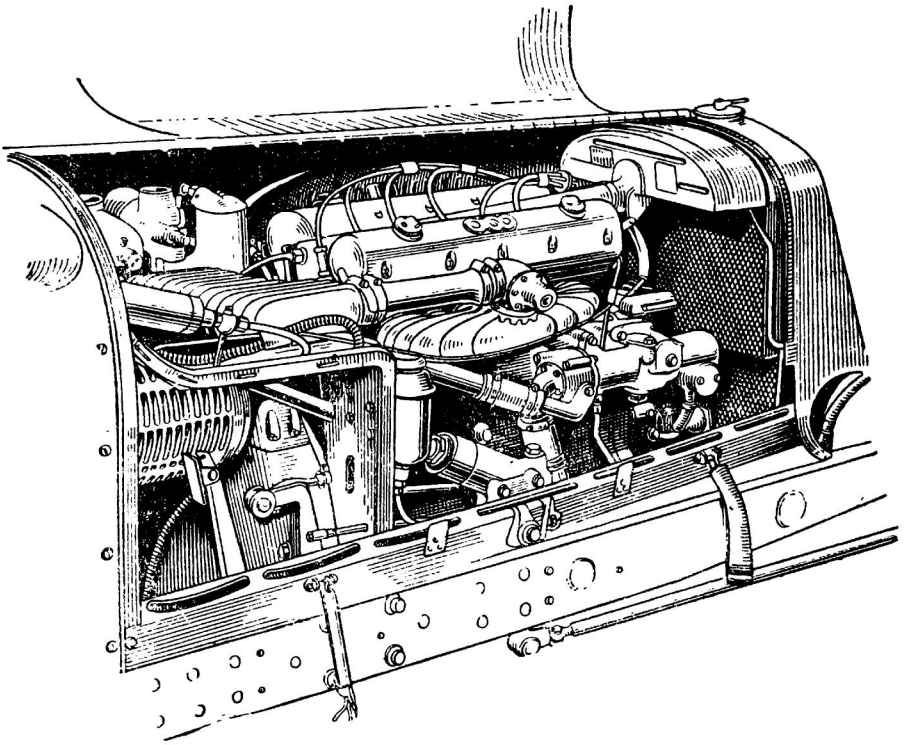
3. Нагнетатель устанавливается сбоку двигателя на картере (фиг. 65 и 68).

Во всех случаях нагнетатель укрепляется на двигателе, на заранее предусмотренном солидном фланце, а передача заключена в специальном расширении картера. На V-образных двигателях последний вариант установки неудобен вследствие недостатка места. Однако в этом случае появляется возможность поместить нагнетатель в развале между блоками цилиндров; такое расположение принято на 16-цилиндровом двигателе Альфа Ромео. Для улучшения наполнения нагнетателя удлиненной формы часто присоединяют к его всасывающему патрубку два, три или даже четыре карбюратора, чтобы он мог захватывать смесь всей шириной роторов (например, фиг. 41). Таким путем удается уменьшить скорость смеси на входе в нагнетатель и улучшить его наполнение.

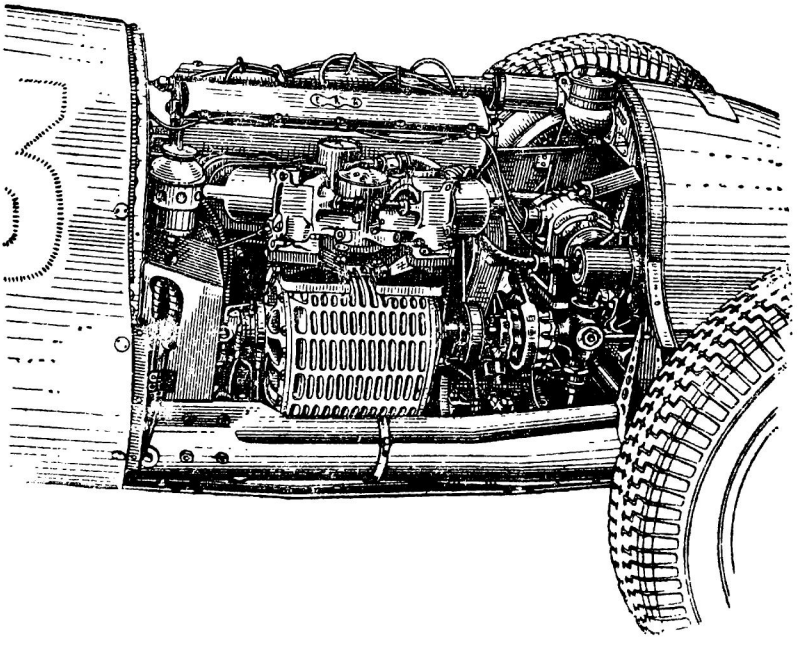
Сжатие рабочей смеси всегда сопряжено с повышением ее температуры. Нагрев смеси представляет собой безусловно вредное явление по разным причинам. Во-первых, увеличивается противодавление в нагнетательном трубопроводе, которое, как указано выше, влечет за собой уменьшение коэфициента наполнения, а также увеличивает затрату мощности на привод нагнетателя. Во-вторых, повышение температуры смеси при входе в цилиндр увеличивает температуру конца хода сжатия. Отсюда возникает опасность появления детонации. Для уменьшения нагрева рабочей смеси при сжатии корпусы нагнетателей всех типов и нагнетательные трубопроводы отливаются с развитой ребристой поверхностью, рассеивающей тепло в воздухе. На некоторых автомобилях нагнетатели находятся под действием встречного потока воздуха, так как они выступают за пределы капота двигателя. Многие фирмы предпочитают применять (фиг. 69) два малых нагнетателя вместо одного большого. Этим достигается увеличение охлаждающей поверхности корпусов и снижается температура смеси. Оба нагнетателя могут нагнетать смесь в общий трубопровод (Фрезер Неш) или же каждый из них обслуживает отдельную группу цилиндров. На V-образных двигателях удобно питать каждый блок самостоятельным нагнетателем.

Нагнетательный трубопровод помимо своего прямого назначения выполняет еще функции ресивера, иначе говоря, ослабляет пульсацию рабочей смеси. Для успешного разрешения этой задачи трубопровод должен иметь довольно большой объем.

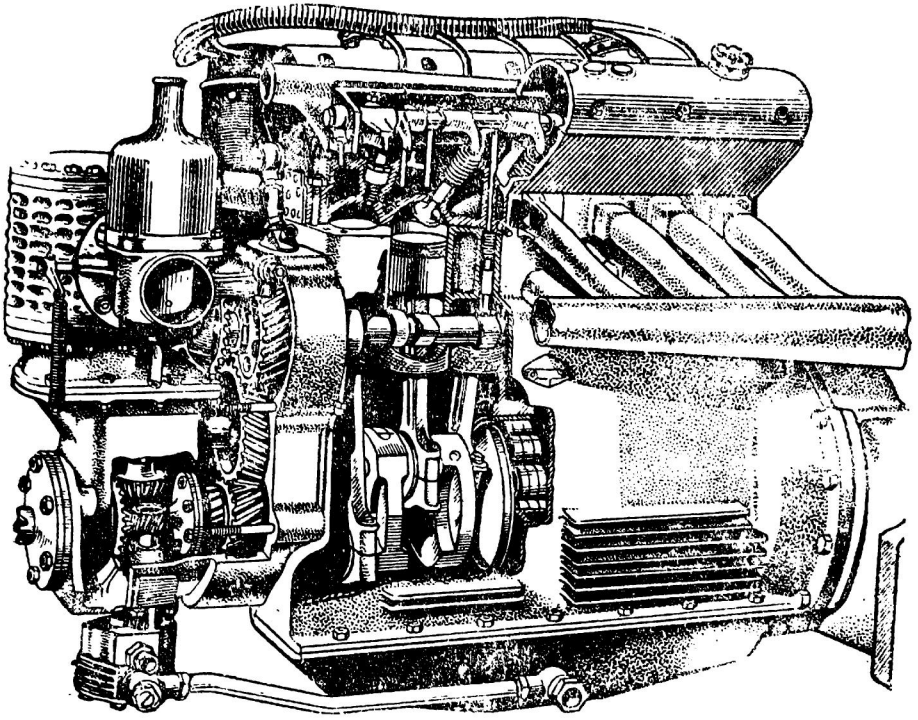
Что касается смазки подшипников роторов, лопаток и прочих трущихся деталей, то она обычно осуществляется включением нагнетателя в циркуляционную систему смазки двигателя. В этом случае масло подается по специальному ответвлению от нагнетательной масляной помпы. Иногда смазка обеспечивается специальной помпой малой производительности, установленной на крышке корпуса. Такое устройство применяется при большом количестве трущихся частей (Поуэрплюс, Цоллер). Чрезмерной смазки следует опасаться во избежание замасливания свечей. Удовлетворительная смазка нагнетателя типа Рутс может быть получена примешиванием к топливу 1—2% моторного масла. Масло оседает на внутренней поверхности нагнетателя, когда рабочая смесь соприкасается с роторами и стенками корпуса. Часть масла попадает в двигатель и служит так называемой „верхней смазкой" для впускных клапанов и верхней части цилиндров. Этот способ смазки употребляется и для нагнетателей типа Поуэрплюс, но в виде дополнения к основной системе.



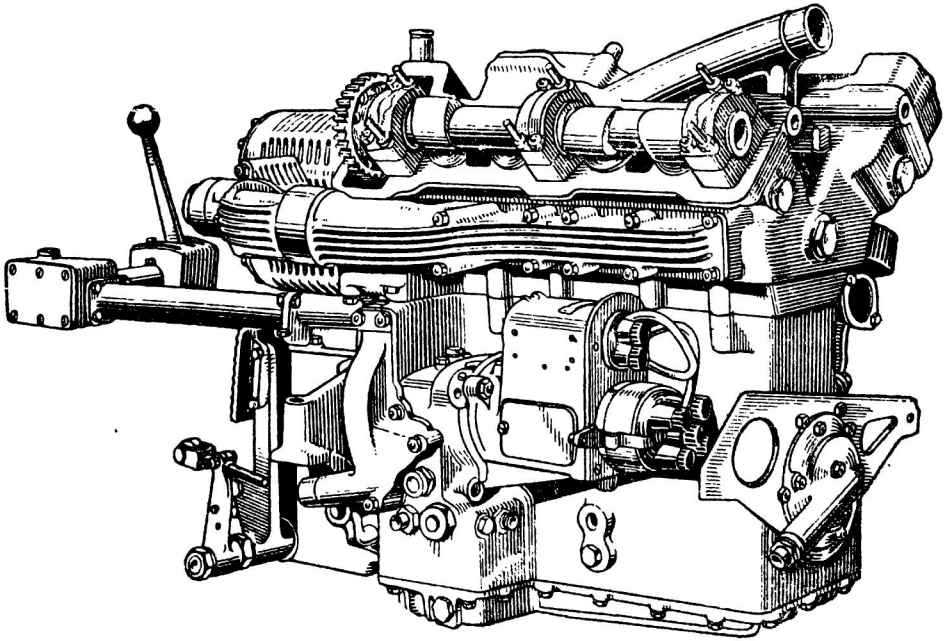
Фиг. 64. Гоночный двигатель ERA 1,5 *л* с нагнетателем Цоллер над коробкой передач.



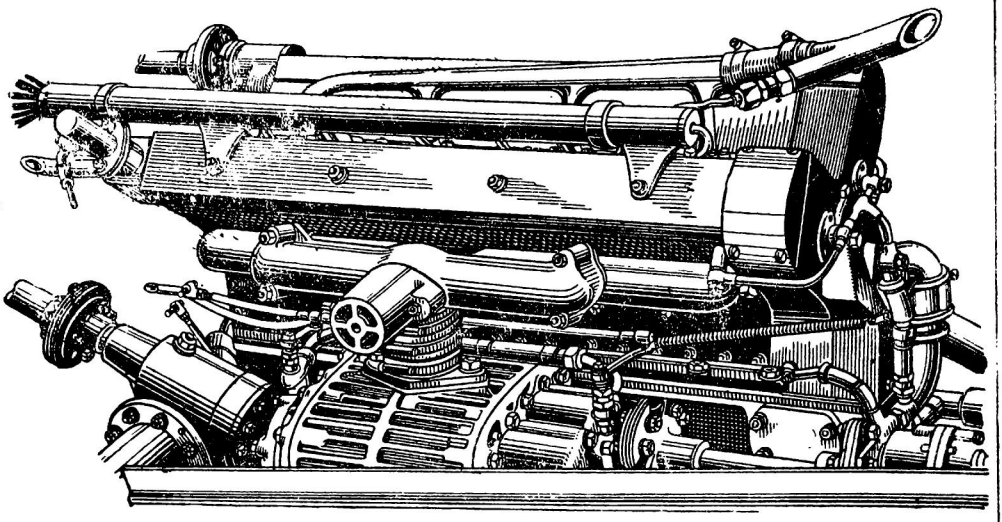
Фиг. 65. Гоночный двигатель ERA 1,5 *л*. 1939 г. (табл. 30, № 19). Нагнетатель расположен сбоку на картере.



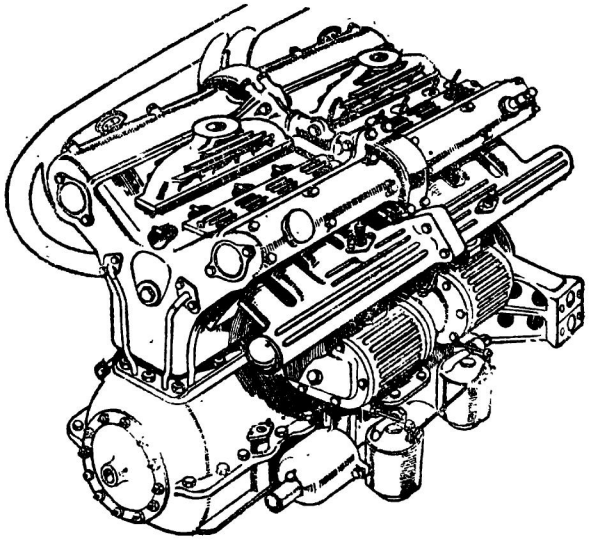
Фиг. 66. Шестицилиндровый гоночный двигатель ERA (табл. 30, №, 12). Нагнетатель Рутс с вертикальными роторами помещен перед двигателем и получает вращение от переднего конца коленчатого вала через коническую передачу.



Фиг. 67. Четырехцилиндровый гоночный двигатель Остин (табл. 30, № 4). Нагнетатель помещается за двигателем над коробкой передач.



Фиг. 68. Боковое расположение нагнетателя Рутс на гоночном восьмицилиндровом двигателе Бугатти 1,5 *л* (табл. 12, № 5).



Фиг. 69. Трехлитровый восьмицилиндровый двигатель Альфа Ромео с двумя нагнетателями типа Рутс и двумя карбюраторами.

ГЛАВА VI

ТОПЛИВО ДЛЯ ГОНОЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

При выборе топлива для гоночных двигателей в первую очередь необходимо принимать во внимание следующие свойства:

1. Испаряемость топлива (летучесть).

2. Теплотворную способность топлива и теплотворную способность топливо-воздушной смеси.

3. Антидетонационные качества топлива, т. е. способность выдерживать более или менее высокую степень сжатия без появления детонации.

Всевозможные дополнительные требования, обычно предъявляемые к топливам, например малая кислотность, антикоррозийные качества и т. д., имеют второстепенное значение в условиях гоночной работы, когда двигатель подвергается частой разборке для очистки и осмотра внутренних деталей и находится под постоянным наблюдением квалифицированного персонала.

Испаряемость топлива зависит от температуры его кипения. Большинство топлив, применяемых для двигателей внутреннего сгорания, неоднородно и выкипает при перегонке полностью только в известном интервале температур; сначала испаряются легкие фракции, затем более тяжелые. Хорошая испаряемость обеспечивает легкий запуск холодного двигателя, а кроме того, способствует полному и быстрому сгоранию топлива. Прежде, когда в качестве топлива применяли только бензин, о его испаряемости судили по удельному весу, так как легкие бензины испаряются при более низкой температуре, чем тяжелые. Однако такой способ, справедливый для бензинов одинакового происхождения, оказывается неправильным, если сравнивать бензины разного происхождения, а тем более такие виды топлива, как бензин, бензол и спирт. В настоящее время оценка испаряемости производится по среднему значению температуры того интервала, в котором топливо выкипает полностью. Этот метод в основном также приемлем для топлив родственного происхождения вследствие того, что на испаряемость, помимо температуры кипения, влияют многие другие факторы, в том числе скрытая теплота испарения, затрачиваемая на перевод топлива из жидкого в парообразное состояние. Например, спирт имеет несколько более низкую температуру кипения, чем бензол, но его испаряемость не лучше из-за высокой скрытой теплоты испарения, превышающей приблизительно втрое таковую для бензола.

Таблица 37

Основные свойства топлив

№ по пор.	Наименование топлив	Теплотворная способность топлива в *кал/кг*	Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 *кг* топлива в *кг*	Температура самовоспламенения в °С	Скрытая теплота испарения в *кал/кг*	Теплопроизводительность 1 *м*³ рабочей смеси при 15° С и нормальном давлении в *кал/м*³
1	Бензин	10 600	14,9	415	74,0	830
2	Бензол	9 800	13,4	570	95,5	843
3	Этиловый спирт .	6 200	8,4	370	245,0	818

В табл. 37 приведены основные свойства некоторых видов топлива, применяемых в нормальной эксплоатации и в гоночной практике. Теплотворная способность различных топлив, т. е. количество теплоты, выделяющейся при сгорании 1 *кг* топлива, отличается большим разнообразием. Но топлива с малой теплопроизводительностью требуют относительно небольшого количества воздуха для полного окисления. Следствием этого обстоятельства является крайне незначительная разница в теплотворных способностях топливо-воздушных смесей, полученных из самых различных видов топлив (820—850 *кал/м*³). Это действительно не только для топлив, указанных в табл. 37, но и для всех остальных углеводородных топлив. В то же время, как известно, мощность двигателя ограничивается не расходом жидкого топлива, а количеством воздуха (или, вернее, топливо-воздушной смеси),

вводимым в цилиндры в единицу времени. Сопоставляя вышеуказанные закономерности, мы можем сделать два чрезвычайно существенных вывода. Во-первых, вопреки распространенному представлению об этом вопросе, мощность двигателя, работающего на применяемых в настоящее время топливах углеводородного типа, почти не зависит от их теплотворной способности. Во-вторых, расход топлива обратно пропорционален его теплотворной способности. Последнее играет важную роль при определении числа остановок автомобиля в течение гонок для пополнения запасов топлива и при расчете объема бака. С точки зрения экономии времени на заправку применение топлив с низкой теплотворной способностью вроде спирта представляется нецелесообразным, особенно, если учитывать, что, кроме числа остановок, увеличивается и время заправки, обусловленное бо́льшим объемом баков.

Во избежание остановок во время гонок некоторые фирмы считают выгодным итти по пути увеличения баков, несмотря на вызванную таким мероприятием перегрузку автомобиля. На гоночных автомобилях Мерседес-Бенц и Ауто Унион выпуска 1938—1939 гг. были установлены баки объемом 300—400 *л*. Вес топлива для этих автомобилей составляет до 20—25% общего веса заправленной машины. Наполнение баков производится с помощью специальных устройств под давлением инертного газа (азот), чем достигается ускорение процесса заправки. На заправку самых объемистых баков в этом случае затрачивается не более 40—50 сек.

Все гоночные двигатели работают с высокой степенью сжатия или с низкой степенью сжатия, но высоким давлением наддува. И в том и в другом случае в конце хода сжатия рабочая смесь приобретает повышенную температуру и давление, другими словами, создаются условия, которые могут вызвать детонацию. Появление детонации сопровождается целым рядом отрицательных последствий и нарушает нормальное функционирование двигателя. Давление в цилиндрах претерпевает резкие колебания и повышение, опасное для прочности основных деталей, появляются металлический стук и звон от ударов взрывной волны в стенки камеры сгорания; окисление топлива становится неполным — двигатель начинает выбрасывать дым и сажу. Детонация приводит к перегреву двигателя и падению его мощности. В результате перегрева закипает радиатор, перегреваются выпускные клапаны, прогорают и разрушаются поршни, портятся свечи и т. д.

Детонацию не следует смешивать с преждевременными вспышками, которые являются следствием воспламенения рабочей смеси до прихода поршня в в. м. т. от соприкосновения с перегретыми деталями (например электродами свечи, выпускным клапаном). Преждевременная вспышка дает более глухой стук вследствие того, что пламя прогрессивно распространяется от места возникновения горения, постепенно охватывая всю камеру сжатия. После выключения зажигания двигатель продолжает работать в течение некоторого времени, несмотря на отсутствие искры. В случае детонации воспламенение смеси происходит одновременно во многих точках камеры сжатия, чем и объясняется резкое повышение давления. Детонация, как правило, возникает после проскакивания искры между электродами свечи и, следовательно, проявляется в заключительной стадии процесса горения. Выключение зажигания немедленно останавливает детонирующий двигатель. Детонация и преждевременные вспышки могут наблюдаться одновременно, так как оба явления связаны с перегревом двигателя.

Как было сказано раньше, для повышения допустимой степени сжатия и устранения детонации принимают конструктивные мероприятия, придавая камерам сжатия выгодную форму и сокращая пути горения рациональным расположением свечи. С другой стороны, используют топливо с повышенными антидетонационными качествами или примешивают к нормальным топливам так называемые антидетонаторы. Антидетонаторы уменьшают склонность топлива к детонации. В гоночной практике способность топлива выдерживать высокую степень сжатия является самым главным качеством. Критерием для оценки антидетонационных качеств топлив служит октановое число. Напомним, что октановым числом любого топлива называется процентное содержание изооктана (C_8H_{18}) в смеси изооктана с гептаном (C_7H_{16}), равноценной по своим антидетонационным качествам данному горючему. Изооктан представляет собой стойкое в отношении детонации топливо, а гептан, наоборот, нестойкое. Нормальный бензин обладает октановым числом в пределах 50—70.

Специальные смеси топлив для гоночных двигателей имеют октановое число до 110—120, т. е. выдерживают высокую степень сжатия даже лучше, чем изооктан, у которого октановое число, очевидно, равно 100.

Необходимое октановое число топлива для какого-либо определенного двигателя не представляет собой постоянную величину; оно зависит от режима работы — дросселирования, изменения давления наддува и изменения числа оборотов. По мере увеличения числа оборотов падает коэфициент наполнения и уменьшается давление сжатия, а потому снижается необходимое октановое число. Во время испытания одного двигателя при изменении числа оборотов от 1000 до 3000 в минуту необходимое октановое число уменьшилось с 78 до 52.

Все антидетонаторы можно разделить на три основные категории:

а) слабые антидетонаторы, прибавляемые к основному топливу в количестве нескольких десятков процентов,

б) средние антидетонаторы, прибавляемые к основному топливу в количестве до 10%,

в) сильные антидетонаторы, прибавляемые к основному топливу в десятых долях процента [1].

К первой категории относятся такие антидетонаторы, как бензол (C_6H_6), толуол (C_7H_8), ксилол (C_8H_{10}), метиловый спирт (CH_3OH) и этиловый спирт (C_2H_5OH). Под основным топливом здесь подразумевается бензин. Очень часто топливо состоит только из антидетонаторов (например смесь из спирта и бензола). Поэтому понятие об „основном" топливе имеет чисто условное значение и, в сущности говоря, применимо только к двум последним категориям антидетонаторов, входящим в состав топлива в меньшем процентном количестве. Роль небольшой примеси бензина к спирто-бензольным смесям сводится к облегчению запуска двигателя. Из перечисленных слабых антидетонаторов наименее активным является бензол, несколько лучше действуют толуол и ксилол, наиболее активен спирт. [2]

Весьма существенное значение для антидетонационных качеств топлива имеет его скрытая теплота испарения. Процесс испарения начинается в карбюраторе, продолжается во впускной трубе и заканчивается в цилиндре при ходе сжатия. Теплота испарения заимствуется от частиц воздуха и всех деталей, соприкасающихся с капельками топлива. Таким путем достигаются снижение температуры рабочей смеси в конце хода сжатия перед вспышкой и охлаждение наиболее нагретых частей двигателя — поршней и клапанов. Эти явления неоценимы, когда тепловой режим работы очень напряжен, как это всегда бывает у гоночных двигателей. Спирт обладает наиболее высокой скрытой теплотой испарения (табл. 37) и потому принят за основу гоночного топлива, предназначенного для самых форсированных машин, несмотря на большой недостаток, отмеченный выше, — малую теплотворную способность (большой расход). С другой стороны, этот недостаток можно назвать преимуществом, так как топливо с малой теплотворной способностью требует меньшего количества воздуха на полное окисление, а значит, количество топлива в заданном объеме рабочей смеси будет больше. Таким образом, охлаждающее действие спирта получается от высокой теплоты испарения и большего весового содержания его в рабочей смеси (топливо-воздушной смеси). В одном литре воздуха при теоретически правильном составе смеси содержится 0,085 $см^3$ бензина, или 0,097 $см^3$ бензола, или 0,143 $см^3$ спирта.

Дальнейшим преимуществом спирта следует считать его способность воспламеняться от электрической искры при изменении состава рабочей смеси в широких пределах. Карбюраторы регулируются на очень богатую смесь в расчете на то, что избыток топлива ($\alpha = 0{,}5—0{,}7$) хотя и не сгорит в цилиндре, но зато даст охлаждающий эффект в процессе предварительного сжатия. Подобная регулировка карбюраторов отчасти объясняет высокий расход топлива гоночных автомобилей.

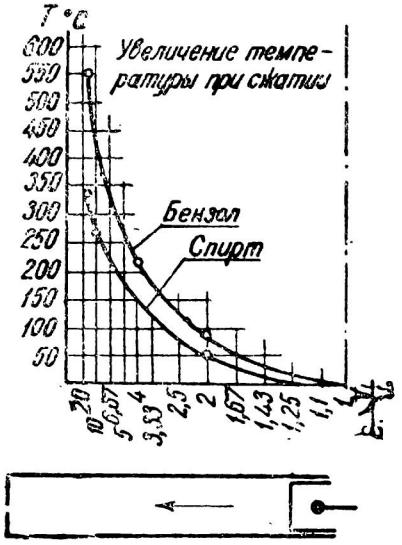
---

[1] Иногда к числу антидетонаторов причисляют только вещества, упомянутые в п. „в" не могущие сами служить топливом. *Прим. ред.*

[2] Большие перспективы в отношении форсирования двигателей открывает полученное еще в 1922 г. углеводородное топливо парафинового ряда триметил-бутан (триптан). Опыты последних лет, проведенные в лабораториях General Motors, доказали возможность его применения в двигателях при больших степенях сжатия или высоких давлениях наддува. См. SAE Journal, июнь 1945 г. *Прим. ред.*

В данном случае повышение расхода топлива оправдывается облегчением температурного режима работы наиболее нагретых деталей.

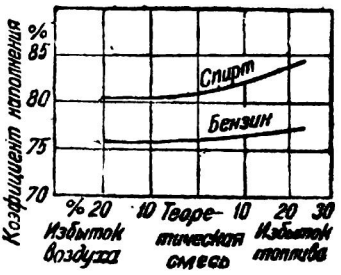
Охлаждающее действие спирта может быть поддержано некоторыми конструктивными мероприятиями; в частности желательно, чтобы впускная труба была по возможности короткой или совсем отсутствовала, как это иногда принято у двигателей без наддува, снабженных несколькими карбюраторами. Тогда процесс испарения топлива протекает почти целиком в цилиндре двигателя и скрытая теплота испарения заимствуется от внутренних горячих деталей, а не от впускной трубы; короткие впускные трубы содействуют снижению температуры выпускных клапанов и поршней.



Фиг. 70. Увеличение температуры смеси при сжатии.

Отсутствие предварительного испарения во впускной трубе позволяет ввести в цилиндр дополнительное количество воздуха, соответствующее неиспаренной части топлива.

Уменьшение температуры рабочей смеси в конце хода всасывания при использовании спирта в качестве топлива приводит к увеличению плотности заряда и улучшению коэфициента наполнения двигателя (фиг. 70). В этом заключается так называемый „компрессорный" эффект от применения спиртовых смесей. Следствием компрессорного эффекта является увеличение мощности двигателя. Если допустить, что вся скрытая теплота испарения спирта берется от воздуха, то температура рабочей смеси, по теоретическим подсчетам, должна быть приблизительно на 140° С ниже температуры внешнего воздуха. Температура внешнего воздуха обычно принимается равной около 288° abs. (или 15° С), т. е. примерно вдвое больше вышеупомянутой температуры рабочей смеси из паров спирта и воздуха. Плотность заряда рабочей смеси обратно пропорциональна его температуре и, стало быть, после испарения спирта должна увеличиться вдвое. В той же пропорции, казалось бы, должна увеличиться и мощность двигателя, пропорциональная плотности (весу) рабочей смеси. В действительности охлаждение смеси получается незначительным, так как скрытая теплота испарения сообщается топливу от горячих деталей двигателя. Тем не менее наличие компрессорного эффекта и увеличение мощности от применения спирта доказаны лабораторными испытаниями; прирост мощности составляет около 5%. На фиг. 71 представлены результаты замера коэфициента наполнения при работе на спирте и бензине; как показывает график, коэфициент наполнения увеличивается от перехода с бензина на спирт. [1]



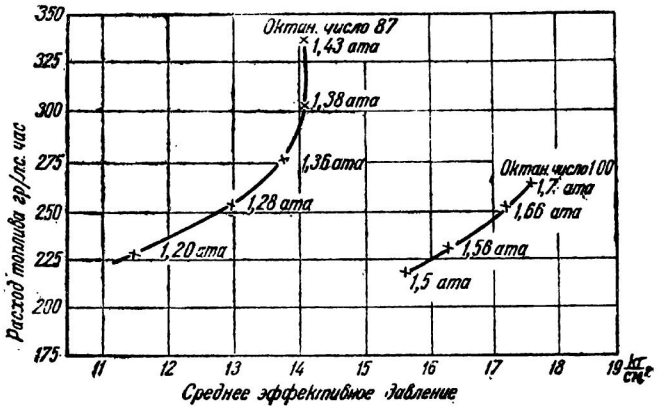
Фиг. 71. Зависимость коэфициента наполнения от вида применяемого топлива (по Рикардо).

Возрастание коэфициента наполнения в результате использования спирта и обогащенной смеси ведет к увеличению среднего эффективного давления, как показывают опыты Г. Р. Рикардо, представленные графически на фиг. 71. Обогащение смеси также позволяет форсировать двигатель по давлению наддува, не изменяя октанового числа топлива. На фиг. 72 показана зависимость среднего эффективного давления от расхода топлива на силу-час при двух топливах с различным октановым числом и переменном давлении наддува. Кривые получены испытанием авиа-

[1] Приведенные автором соображения относительно компрессорного эффекта в известной мере относятся к непосредственному впрыску топлива в цилиндр или впрыску во всасывающую трубу, так как и в этом случае испарение топлива также происходит в значительной части за счет тепла воздуха. *Прим. ред.*

ционного двигателя Непир-Холфорд со степенью сжатия $\varepsilon = 7{,}5$ при числе оборотов $n = 3500$ и температуре рабочей смеси 80° С.

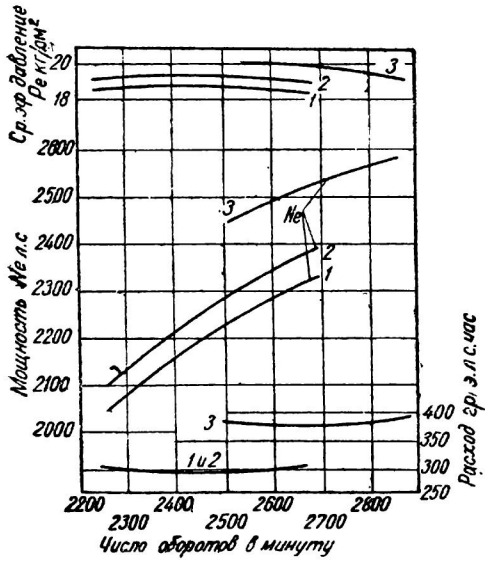
Температура самовоспламенения топлива хотя и влияет на антидетонационные качества, но не может служить мерилом для их оценки. Температура самовоспламенения бензола 570°, спирта только 370° С, и все-таки спирт выдерживает более высокие степени сжатия благодаря сильному охлаждению во время перехода в парообразное состояние.



Фиг. 72. Детонационные пределы работы двигателя при различных давлениях наддува в зависимости от состава рабочей смеси.

Усиление внутреннего охлаждения двигателя можно получить, добавляя к топливу небольшое количество воды. Это средство давно испытано и принято на тракторах, а в последнее время в авиационных двигателях, правда, в несколько иной форме: вода или смесь воды со спиртом не смешивается с топливом, а подается отдельно.[1] По данным Л. Помероя, в Англии наиболее форсированные гоночные двигатели работают на топливе следующего состава:

спирт — 60%
бензол — 30%
бензин — 5% (удельный вес 0,680)
вода — 5%



Фиг. 73. Влияние состава топлива на мощность, среднее эффективное давление и расход топлива (табл. 38).

В Англии также имела распространение гоночная смесь под маркой „дискол", составленная из этилового спирта, метилового спирта, бензина 1-го сорта, бензола и ацетона.

В Германии гоночные автомобили Мерседес-Бенц и Ауто Унион работали на смеси из метилового спирта, нитробензола и воды. Теплотворная способность такой смеси около 4000 *кал/кг*, октановое число 110. К недостаткам спиртовых смесей относится затруднительность запуска двигателя, обусловленная высокой теплотой испарения топлива и образованием конденсата на электродах свечи. Запуск облегчается небольшой примесью эфира или авиационного бензина. Иногда запуск и прогрев производятся на обыкновенных сортах горючего, после чего двигатель переключают на спиртовую смесь.

К антидетонаторам второй группы принадлежат анилин ($C_6H_5NH_2$), ксилидин

[1] В последние годы в Америке проводились опыты по впрыску смеси воды и спирта и получены хорошие результаты применения этого способа на авиационных двигателях, перспективные как в отношении повышения мощности, так и в отношении использования топлив с меньшим октановым числом. См. журнал Automotive and Aviation Industries, March 1, 1945. стр. 30. *Прим. ред.*

($C_6H_5NH_2$) и толуидин. Эти антидетонаторы не получили распространения в качестве примеси к гоночным топливам.

Среди сильных антидетонаторов наиболее известны тетраэтиловый свинец ($Pb[C_2H_5]_4$) и пентакарбонилжелезо ($Fe[CO]_5$). Сильные антидетонаторы не имеют охлаждающих свойств спиртовых смесей и потому сфера их применения ограничена менее форсированными двигателями без наддува или же их употребляют в сочетании с антидетонаторами первой категории (спирт, бензол). Тетраэтиловый свинец, смешанный с топливом в чистом виде, вызывает освинцовывание клапанов, клапанных седел, свечей и камеры сгорания. Этот дефект можно частично устранить, смешивая тетраэтиловый свинец с двубромэтиленом и монохлорнафталином. Подобная смесь носит название этиловой жидкости. Дополнительные компоненты действуют химически на тетраэтиловый свинец в момент вспышки и способствуют его удалению из цилиндра вместе с продуктами горения. Этиловая жидкость, применяемая в США, имеет следующий состав:

54,60% по объему тетраэтилового свинца
36,40% „ „ двубромэтилена
8,99% „ „ монохлорнафталина
0,01% „ „ красной анилиновой краски.

Такой же состав имеет применяемый в СССР антидетонатор Р-9.

Краска в этиловую жидкость добавляется для того, чтобы отличить чистое топливо от этилированного, имеющего в своем составе ядовитый тетраэтиловый свинец. Этилированное топливо отличается розовым оттенком. Тетраэтиловый свинец применяется для гоночных автомобилей главным образом в США. В 500-мильной гонке 1938 г. (в Индианаполисе) большинство двигателей с наддувом работало на смеси из 80% алкоголя и 20% бензола; двигатели без наддува работали на смеси из авиационного бензина (октановое число 80), смешанного с 15—40% бензола и этиловой жидкостью в количестве около 6 *см*³ на 1 *л* смеси. В 500-мильной гонке 1940 г. применяли преимущественно две различные смеси: смесь на спиртовой основе из 80% метанола (метилалкоголя), 17% бензола и 3% ацетона и смесь на бензиновой основе из 80% бензина и 20% бензола с добавкой этиловой жидкости в количестве от 2 до 5 *см*³ на 1 *л*. Октановое число последней смеси около 108. Степень сжатия у двигателей доходила до 12—14.

Гоночные авиационные двигатели Непир при степени сжатия $\varepsilon = 10$ успешно работали на смеси из 75% бензина, 24,78% бензола и 0,22% тетраэтилового свинца. Увеличение содержания сильных антидетонаторов свыше нескольких десятых процента бесцельно, потому что не увеличивает октанового числа топлива.

В табл. 38 приведены состав и основные свойства топлив, применявшихся на гоночных двигателях больших рекордных автомобилей Кемпбелла и Айстона. Эти двигатели фирмы Роллс-Ройс принадлежат к авиационному типу. На фиг. 73 показано изменение мощности, среднего эффективного давления и удельного расхода топлива для смесей за № 1, 2 и 3 по табл. 38. Здесь наглядно можно видеть, как с увеличением процентного содержания спирта возрастали среднее эффективное давление и мощность вследствие последовательного снижения температуры всасываемой смеси от 78° С у смеси № 1 до 64° С у смеси № 2 и 30° С у смеси № 3. Удельный расход при повышенном содержании спирта увеличился с 300 до 400 *г/л. с. час*. Смесь № 3 с наибольшим содержанием метилового спирта отличается большой скрытой теплотой испарения и минимальной теплотворной способностью.

Пентакарбонилжелезо имело некоторое распространение в Германии, где оно смешивалось с бензином. Смесь из бензина и 0,2% пентакарбонилжелеза называется моталином. Тот же антидетонатор входит в состав гоночного моталина (Rennmotalin), полученного смешением метилового спирта, бутилового спирта и бензина. Пентакарбонилжелезо представляет собой желто-красную жидкость, кипящую при 103° С и равномерно испаряющуюся вместе с бензином после смешивания. Работа двигателя на топливах с примесью пентакарбонилжелеза сопряжена с появлением на внутренней поверхности камеры сгорания обильного нагара красного цвета. На свету происходит разложение пентакарбонилжелеза, растворенного в топливе, поэтому такие смеси хранятся в темноте.

Состав и свойства гоночных топлив (по Бенксу)

№ смеси	1	2	3	4	5	6	7
Для какого двигателя смесь применялась	Ролле-Ройс 1929 г.	Ролле-Ройс 1931 Кемпбелл Айстон	Ролле-Ройс 1933 г.	Фиат 1931 г. 2800 л. с.			
Авиабензин, октановое число 74	—	—	—	55	—	—	—
Процент легкого бензина (выкипающего при 25—65° С)	—	—	—	—	20	20	—
Бензол в %	78	70	30	22	60	60	70
Метанол в %	—	10	60	—	20	20	10
Этанол в %	—	—	—	23	—	—	—
Ацетон в %	—	—	10	—	—	—	20
Легкий бензин, удельный вес 0,68	22	20	—	—	—		7
Тетраэтиловый свинец (ТЭС) *см³/л*	0,88	0,88	1,1	1,5	2,2	0,88	1,5
Удельный вес смеси при 20° С	0,833	0,829	0,825	0,77	0,814	0,814	0,829
Допускаемое содержание воды	—	0,5	14,3	1,7	1,1	1,1	0,5
Октановое число — с примесью ТЭС	96	95	92	90,5	96	95	96
Октановое число — без ТЭС	92,5	92,5	92	88	93	93	92,5
Высшая теплотворная способность в *кал/кг*	10 300	9500	7000	10 000	9300	9300	9800
Скрытая теплота испарения в *кал/кг*	92	108	195	110	115	115	109

Если по условиям гонки все конкуренты должны получить одинаковое топливо, техническая комиссия обычно выдает топливо с повышенными антидетонационными качествами. В гонке на Большой приз АКФ 1936 и 1937 гг. всем участникам была выдана смесь из 64% бензина, 18% бензола и 18% спирта. Октановое число этой смеси 80—82.

В большинстве случаев состав гоночных топлив считается производственным секретом нефтяных компаний. Чтобы затруднить конкурирующим фирмам анализ, в топливо нередко прибавляют камфару, нафталин или ароматические вещества. Последние иногда помогают устранить неприятный запах отработавших газов.

Сорт применяемого топлива находит известное отражение в конструкции питательной системы. Для спиртовых смесей приходится ставить трубки, подводящие топливо, жиклеры и поплавковые камеры очень больших размеров, учитывая громадный расход топлива, особенно у двигателей с наддувом. Подача топлива к карбюратору осуществляется почти всегда при помощи механических помп диафрагменного или шестеренчатого типа.

Иногда подача топлива производится давлением воздуха в бензиновом баке (на полуторалитровом ERA). Давление создается особым воздушным насосом.

Разнообразие типов гоночных двигателей и их размеров, а также отсутствие достаточного экспериментального материала не позволяют сделать какие-либо точные выводы по поводу норм расхода топлива. На расход помимо технических свойств двигателя влияют, как известно, средняя скорость автомобиля, профиль пути и методика управления автомобилем.

Таблица 39

Расход топлива гоночных автомобильных двигателей

Название гонок	Год	Тип гонок	Фирма автомобиля	Раб. объем, в *л*	Наличие нагнетателя	Средняя скорость, *км/час*	Расход топлива на 100 *км* пути, *л*	Удельный расход топлива, *г/э. л. с. час*	Примечание
—	1903	Рекордный заезд	Гоброн Брийэ	10,60	Нет	136,00	—	270	—
Кубок Гордон Беннетта	1904	Дорожная	Бразье	10,00	„	96,00	25,0	—	Табл. 3, № 1
Большой приз АКФ	1907	„	Фиат	15,00	„	113,60	28,6	—	„ 4, № 4
„ „ „	1907	„	Рено	12,80	„	111,60	26,2	—	„ 4, № 5
„ „ „	1907	„	Бразье	8,00	„	108,60	25,0	—	„ 4, № 6
„ „ „	1912	„	Пежо	7,60	„	110,26	24,0	—	„ 5, № 1
„ „ „	1913	„	„	5,65	„	116,00	17,5	188	„ 5, № 4
Кубок легких автомобилей	1913	„	„	3,00	„	105,00	14,0	—	„ 7, № 17
Большой приз АКФ	1929	„	Бугатти	2,30	Есть	133,03	11,3	—	„ 13, № 2
„ „ „	1929	„	Пежо	4,00	Нет	132,39	11,3	179	„ 13, № 3
—	1936	Рекордный заезд на 24 часа	Бугатти	3,30	—	199,50	21,0	—	—
Большой приз АКФ	1936	Дорожная	„	3,30	Нет	125,29	27,0	—	„ 15, № 4
500 миль Индианаполиса	1936	Трековая	Миллер	~4,00	„	176,50	16,5	—	—
„ „ „	1937	„	Оффенхаузер	~4,00	„	182,00	19,7	—	—
—	1937	Дорожная	Ауто Унион	6,00	Есть	134,00	56,0	315	„ 30, № 40
—	1937	Рекордный заезд	MG	0,75	„	—	56,0	—	—
—	1938	„	„	1,10	„	300,25	35,4	500	„ 30, № 7
500 миль Индианаполиса	1938	Трековая	Миллер	~4,00	Нет	188,57	27,0	—	—
Большой приз Триполи	1938	Дорожная	Мерседес-Бенц	3,00	Есть	206,00	95,0	560	„ 16, № 3
—	1938	„	Делаэ	4,50	Нет	—	40,0	—	„ 30, № 35
Большой приз АКФ	1939	„	Ауто Унион	3,00	Есть	169,38	~140,0	—	„ 6, № 4
„ „ „	1939	„	Мерседес-Бенц	3,00	„	—	~140,0	—	„ 16, № 5
500 миль Индианаполиса	1940	Трековая	Мазерати	3,00	„	184,00	59,0	—	„ 30, № 29

В примечаниях указан номер таблицы с остальными техническими сведениями о двигателе.

Для ориентировки приведем следующие расходы топлива в литрах на 100 *км*, зарегистрированные в последние годы во время дорожных гонок. Топливо содержало примесь алкоголя, особенно значительную у двигателей с наддувом.

У двигателей с наддувом	1,5 *л*	56—70 *л*/100 *км*
„ „ „	3 *л*	93—112 „ „
„ без наддува	2 *л*	17—18 „ „
„ „ „	3 *л*	26—27 „ „
„ „ „	4,5 *л*	35—40 „ „

Вышеуказанные расходы относятся к автомобилям с двигателями с высоким давлением наддува и спортивного типа (не специально гоночным) без наддува.

В заключение укажем на табл. 39, в которой собраны сведения о расходе топлива гоночными двигателями в различных состязаниях. Данные этой таблицы лишний раз подтверждают все соображения, высказанные нами в главе IV, относительно экономических качеств двигателей с наддувом и без него. В начале таблицы помещены материалы исторического характера для сравнения с современным состоянием экономики гоночных автомобилей. Заслуживает внимания экономичность более ранних гоночных автомобилей, не снабженных нагнетателями, и в противоположность этому факту — большой расход спиртовых смесей у новейших трехлитровых гоночных двигателей, доходящий до 140 *л* на 100 *км* пути. Потеря времени на принятие топлива в течение гонки компенсируется быстроходностью машин с наддувом. Впрочем в истории автомобильного спорта известны примеры, когда первый приз получали относительно тихоходные конкуренты, прошедшие полную дистанцию с минимальным числом остановок.

Уже теперь, по мнению некоторых специалистов, представляется выгодным понизить форсирование и мощность не только для улучшения экономичности, но и для увеличения средней скорости в гонках. Большой расход топлива помимо частых остановок заставляет увеличивать вес автомобиля запасом топлива, что ведет к ухудшению динамических качеств. Вследствие высокого форсирования по давлению наддува автомобили типа Grand Prix 1938 г. расходовали на 20% больше топлива, чем таковые типа Grand Prix 1937 г., несмотря на вдвое меньший рабочий объем двигателя.

ГЛАВА VII

ШАССИ ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Механизмы трансмиссии, ходовые части и общая компоновка агрегатов должны быть приспособлены к работе в сочетании с очень мощным двигателем и обеспечивать хорошую управляемость и устойчивость даже на самых высоких скоростях движения. Только тогда гоночный автомобиль может полностью проявить свои динамические качества, когда между свойствами двигателя и шасси не имеется диспропорции, нарушающей правильность действия автомобиля в целом. Ограничительным фактором скорости всегда должна быть мощность двигателя, но ни в коем случае не способность автомобиля держать дорогу с минимально допустимой гарантией безопасности для водителя. Не раз случалось конструкторам испытывать разочарование из-за того, что гонщики не могли использовать полную мощность прекрасного двигателя вследствие неустойчивости или потери управляемости автомобиля на режимах работы вблизи максимальной скорости. Такие примеры дали повод отличать быстроходность двигателя от „быстроходности“ шасси. Становится понятным, насколько важно, чтобы все части автомобиля соответствовали одна другой по своим качествам, ибо от этого зависят как максимальная скорость автомобиля, так и безопасность гонщика. Конечно, подобное утверждение справедливо не только для гоночного, но и для всякого автомобиля, однако как раз на высоких скоростях, доступных лишь специальным конструкциям, чаще всего выявляется диспропорция в качествах отдельных механизмов.

1. ОБЩИЕ ПАРАМЕТРЫ

Из параметров общего характера наибольший интерес представляют общий вес автомобиля и его удельный вес, т. е. вес, отнесенный к 1 *л. с.* Большой вес несомненно относится к разряду отрицательных факторов, так как сопротивление

качению возрастает пропорционально увеличению веса. Кроме того, сопротивление при разгоне (инерция) также является функцией веса, и, следовательно, относительно более тяжелый автомобиль (с большим удельным весом) разгоняется медленнее, чем относительно более легкий. На основании этих соображений гоночные автомобили всегда строились по возможности легкими (иногда даже до некоторой степени в ущерб прочности и долговечности), если гоночная формула не лимитировала минимальный вес.

Таблица 40

Основные параметры гоночных автомобилей

№ по пор.	Год	Фирма автомобиля	Раб. объем, л	Колея B, м	База L, м	L/B	Сухой вес, кг	Удельный вес (вес в кг на 1 л. с.)	Примечание
1	1903	Гоброн Бриэ	10,60	1,37	3,000	2,19	1000	10,00	
2	1904	Бразье	10,00	1,25	2,600	2,08	950	11,90	Табл. 3, № 1
3	1905	„	11,20	1,25	2,650	2,12	975	10,10	„ 3, № 2
4	1908	Мерседес	12,80	1,41	2,690	1,91	—	—	„ 4, № 7
5	1911	Делаж	3,00	1,32	2,750	2,08	1030	14,70	„ 7, № 10
6	1914	Мерседес	4,50	1,335 / 1,350	2,840	2,12	900	7,80	„ 5, № 6
7	1924	Альфа Ромео	2,00	1,350 / 1,250	2,620	2,01	750	5,35	„ 10, № 6
8	1925	Делаж	2,00	1,3	2,600	2,00	680	3,90	„ 12, № 1
9	1927	„	1,50	1,3	2,500	1 92	760	5,05	„ 12, № 6
10	1931	Бугатти	2,30	1,2	2,400	2,00	750	3,75	„ 14, № 1
11	1932	Альфа Ромео	2,65	1,35	2,600	1,92	700	3,35	„ 14, № 3
12	1933	Мазерати	2,99	1,295	2,540	1,96	712	3,40	„ 14, № 4
13	1933	КемпбеллРоллс-Ройс	36,00	1,600 / 1,525	4 170	2,67	4500*	1,80	Синяя птица IV
14	1936	Альфа Ромео	4,06	1,35 / 1,42	2,600	1,95	720	2,08	Табл. 30, № 31
15	1936	Остин	0,75	1,194	2,085	1,74	415	3,58	„ 30, № 4
16	1937	Фрезер Неш	1,50	1,220 / 1,065	2,740	—	—	—	„ 30, № 10
17	1937	Альфа Ромео	4,50	1,4	2,850	2,04	750	1,74	„ 30, № 36
18	1937	Мерседес-Бенц	5,60	1,4	3,200	2,28	750	1,25	„ 30, № 39
19	1938	ERA	1,50	1,334 / 1,320	2,440	1,84	725	4,10	„ 30, № 12
20	1938	Мерседес-Бенц	3,00	—	3.200	--	978*	2,44	„ 16, № 3
21	1939	Альта	1,50	1,295	2.565	1,98	650	3,25	„ 30, № 18
22	1939	MG	1,10	1,220	2.515	2.06	750*	3,90	„ 30, № 7
23	1939	Непир-Рельтон	48,00	1,675 / 1,065	4,120	—	3000*	1,20	—

Примечание. Если колея указана в виде дроби, то в числителе дана колея передних колес, а в знаменателе колея задних колес.

В табл. 40 собраны сведения об основных параметрах наиболее типичных конструкций последнего десятилетия. Как сравнительный материал сюда включены данные некоторых устаревших автомобилей. Рассматривая табл. 40, можно сделать следующие выводы:

1. Общий вес современных автомобилей типа Grand Prix с 2—6-*л* двигателями заключается в пределах 700—1000 *кг* и мало отличается от такового машин периода до первой мировой войны, несмотря на значительное уменьшение литража. С одной стороны, причину этого явления следует искать в принципах построения гоночных формул, с другой стороны, усовершенствование двигателей сопровождалось ростом литрового веса. Довоенная регламентация гонок обычно устанавливала максимально допустимый вес, а в последние годы гоночная формула предусматри-

* Здесь указан вес заправленного автомобиля.

вает минимальную норму веса; в результате общий вес остается более или менее стабильным. Кстати сказать, тяжелые автомобили весом более 1000 *кг*, как показывает практика гонок, отличаются посредственной управляемостью и потому мало приспособлены для шоссейных гонок по извилистым дорогам. В полуторалитровом классе общий вес обычно составляет от 600 до 750 *кг*. Малолитражные гоночные автомобили с рабочим объемом 0,5—0,75 *л* весят 375—500 *кг*. Наиболее значительным весом выделяются автомобили, построенные для побития абсолютного рекорда скорости, что обусловлено их большой мощностью порядка нескольких тысяч лошадиных сил.

2. Быстрый рост литровой мощности не только компенсировал, но и перекрывал уменьшение литража у дорожно-гоночных автомобилей. Поэтому в конструкциях автомобилей наблюдается неуклонная тенденция к снижению удельного веса. Минимальный удельный вес имеют лучшие образцы типа Grand Prix по формуле 1934—1937 гг. (например, автомобили Мерседес-Бенц и Ауто Унион) и большие рекордные автомобили 1,2—1,8 *кг* на 1 *л. с.* Конструкции типа Grand Prix по формуле 1938—1939 гг. с трехлитровыми двигателями несколько тяжелее 2,3—2,5 *кг/л. с.* (см. регламентацию, глава II)[1]. При малых рабочих объемах 0,75—1,5 *л* удельный вес колеблется в пределах 3—5 *кг/л. с.*

3. Колея и база, т. е. расстояние между осями, хотя и не определяют габаритных размеров, но все же характеризуют величину автомобиля. При небольшой базе габаритная длина может оказаться значительной за счет кузова с обтекателями на обоих концах. База и колея принадлежат к числу стабильных параметров. Они почти не менялись на протяжении последних 30 лет и мало зависят от принадлежности автомобиля к тому или иному классу по литражу двигателя. Опять-таки исключение составляют, во-первых, рекордные автомобили, у которых габариты получаются гораздо бо́льшими вследствие применения авиационных двигателей, и, во-вторых, представители малолитражных классов со свойственными им уменьшенными размерами.

Отношение базы к колее L/B в среднем равно около 2. Такое соотношение практически обеспечивает устойчивое движение с максимальной скоростью по прямой в сочетании с хорошей управляемостью на криволинейных участках дороги. Удлиненная база применяется на рекордных автомобилях и для так называемых „гонок чистой скорости" по большим трекам (course de vitesse pure.) Укорочение базы против средней величины представляет известные преимущества в смысле улучшения поворотливости в условиях горных извилистых дорог.

Колея передних и задних колес может быть не одинаковой. Нередко расстояние между передними колесами больше, чем между задними; тогда автомобиль оставляет четыре следа. Такое устройство, известное под названием „крабовой колеи" (crab track), по мнению некоторых конструкторов, улучшает устойчивость и управляемость. В виде исключения встречается противоположная система, иначе говоря, расстояние между передними колесами меньше, чем между задними.

Весьма важно, чтобы центр тяжести загруженной машины был расположен по возможности ниже. Вместе с тем площадь лобового сопротивления должна быть сведена до абсолютного минимума. Эти два требования имеют принципиальное значение и накладывают на гоночные конструкции своеобразный отпечаток.

Первое из них решает вопрос о возможности быстрого взятия поворотов. Чем ниже центр тяжести, тем быстрее можно итти на вираже без риска перевернуть автомобиль. Если взять поворот с чрезмерной скоростью, то возможны два случая: либо автомобиль опрокинется, что, как известно, происходит при высоком расположении центра тяжести, либо его будет заносить, т. е. он начнет скользить по направлению от центра поворота под действием центробежной силы. Последнее явление, типичное для низких гоночных автомобилей, не всегда влечет за собой аварию. При навыке оно относительно легко корректируется соответствующими поворотами руля и даже используется опытными гонщиками как способ быстрого взятия поворотов. Наблюдая за эволюцией гоночных автомобилей в течение всего времени их существования, нетрудно заметить, как из года в год центр тяжести

[1] Приведенные здесь цифры относятся к незаправленным автомобилям. Для сравнения укажем, что удельный вес автомобилей Мерседес-Бенц типа GP в рабочем состоянии составлял: в 1934 г. —3,43 *кг/л. с.*; в 1936 г. —2,53 *кг/л. с.*; в 1937 г. —1,98 *кг/л. с.*; в 1939 г. —2,5 *кг/л. с.*

у них опускался все ниже, пока они не приобрели свойственный им теперь компактный, приземистый вид. Понижение центра тяжести помогает если не устранить то по крайней мере заметно ослабить другой неприятный дефект, а именно — поперечный наклон кузова на виражах от действия центробежной силы. Такой наклон кузова ухудшает управляемость и устойчивость автомобиля.

Высота центра тяжести лучших гоночных автомобилей типа Grand Prix обычно не превышает 450—500 *мм* над поверхностью дороги.

Второе требование обусловлено стремлением снизить до минимума сопротивление воздуха. Нередко бывает гораздо проще добиться увеличения скорости путем уменьшения сопротивления, а не путем дальнейшей форсировки двигателя. С этой точки зрения важную роль сыграл переход на одноместные кузовы с центральным управлением. Начиная с 1934 г., такие кузовы заменили двухместные, так как необходимость во втором месте для механика отпала. При современной острой конкуренции на автомобильных гонках всякая, хотя бы даже незначительная авария в пути приводит к выходу автомобиля из состязания. Поэтому замена шин, свечей и т. п. операции производятся только в ремонтно-заправочном депо, где достаточно технического персонала. Депо обычно бывают сконцентрированы в одном месте на краю гоночной дороги вблизи от старта и финиша.

2. РАСПОЛОЖЕНИЕ ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА РАМЕ

При двухместном кузове проблема снижения центра тяжести решается сравнительно просто. Низкое положение сиденья водителя и механика достигается максимальным опусканием рамы. С этой целью передний и задний конец рамы делают с сильным выгибом вверх над осями или же раму пропускают под осями так, что шасси в буквальном смысле подвешено на рессорах к осям. Иногда встречается смешанная конструкция с одним (чаще передним) выгнутым концом рамы, и другим, пропущенным под задним мостом. Впервые автомобиль с рамой под осями был построен фирмой Рено в 1905 г. для гонки на кубок Гордон Беннетта. Он выделялся среди современных ему конструкций низким, компактным и устойчивым видом. Однако широкое распространение такое расположение рамы получило только после первой мировой войны. К 1927 г. уже был достигнут практический предел снижения если не общего центра тяжести автомобиля, то во всяком случае сидящего в нем водителя. Общая высота автомобилей Делаж и Тальбо типа Grand Prix 1927 г. составляла 850—900 *мм*, т. е. была приблизительно равна наружному диаметру шин. При такой малой высоте карданный вал проходил в глубоком тоннеле между сиденьями водителя и механика. Чтобы уменьшить ширину кузова и сократить лобовое сопротивление, нередко сдвигали одно сиденье относительно другого по длине рамы; тогда плечо механика заходило за плечо водителя и оба не ощущали тесноты. Пока гоночные автомобили строились с двухместными кузовами, расположение механизмов трансмиссии ничем не отличалось от общепринятой схемы для легковых автомобилей.

Расположение основных механизмов зависит в первую очередь от того, какие колеса являются ведущими.

Таблица 41

Конструкции привода к ведущим колесам, применявшиеся в 500-мильной гонке Индианаполиса

Год	Количество участников	Привод на задние колеса		Привод на передние колеса		Привод на все колеса	
		колич.	%	колич.	%	колич.	%
1936	43	35	81	7	16	1	3
1937	48	39	81	8	17	1	2
1938	34	27	79,5	7	20,5	—	—
1939	44	34	77	8	18	2	5
1941	42	33	78,5	7	16,5	2	5
1946	33	22	67	9	27	2	6

Принципиально различают три системы автомобилей:

1. С задними ведущими колесами.
2. С передними ведущими колесами.
3. Со всеми ведущими колесами.

О распространении различных типов привода можно до некоторой степени судить по табл. 41. Однако приведенные здесь данные отражают только конструктивную практику США, где наблюдается наибольшее разнообразие в системах привода. В Европе передний привод и привод на все колеса составляет весьма редкое исключение. Автомобилям с передними ведущими колесами свойственны серьезные недостатки, в частности недостаточное максимальное ускорение вследствие разгрузки передней оси при ускоренном движении. Привод на все колеса обладает большими теоретическими преимуществами, но в гоночной практике он еще недостаточно исследован. Таким образом, основной конструкцией была и есть система привода на задние колеса.

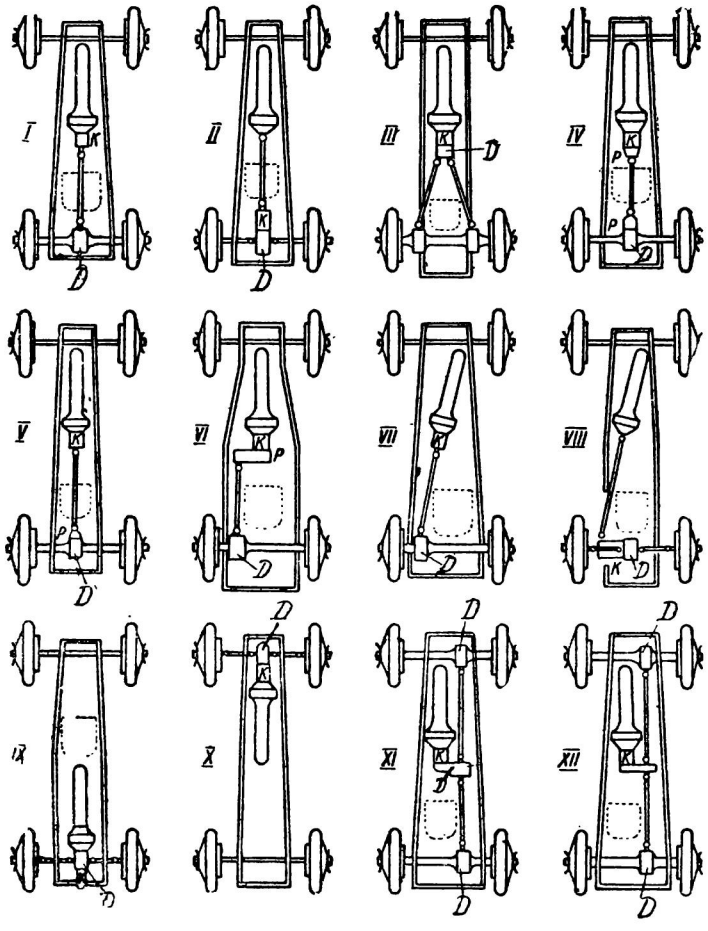
Величина площади лобового сопротивления при одноместном кузове в основном определяется габаритными размерами водителя и в меньшей степени размерами радиатора, двигателя и прочих механизмов. Сиденье водителя должно быть расположено очень низко в расчете на то, чтобы лобовая площадь водителя полностью перекрывала наибольшее поперечное сечение радиатора и двигателя. Таким путем удается одновременно уменьшить лобовое сопротивление и понизить центр тяжести. Однако подобное относительное размещение водителя и двигателя не вяжется с общепринятой классической системой расположения механизмов трансмиссии вследствие того, что карданный вал проходит в центральной плоскости автомобиля на довольно высоком уровне и, следовательно, препятствует опусканию сиденья. Поэтому в последние годы были разработаны новые конструктивные варианты трансмиссий, более удобные для гоночных автомобилей в смысле возможности рационального расположения гонщика. Старая система все же еще не вытеснена окончательно, в особенности на автомобилях американского происхождения. Расположение агрегатов на раме должно также обеспечить достаточную нагрузку на ведущую ось — 55 — 60% от общего веса; в противном случае автомобиль будет часто буксовать и не покажет хорошего ускорения. При задних ведущих колесах самый тяжелый механизм — двигатель, как правило, сдвигают назад для увеличения нагрузки ведущих колес. По этой причине иногда создается ложное впечатление, что у гоночных автомобилей выдвинута вперед передняя ось, в то время как на самом деле база почти не отличается от таковой транспортного легкового автомобиля. На фиг. 74 представлены основные схемы компоновки механизмов на раме автомобиля:

1. Схема I изображает традиционную классическую конструкцию. Двигатель с коробкой передач K объединены в общий блок; от коробки передач крутящий момент передается центральным карданным валом заднему мосту, где помещаются главная передача и диференциал D. Сиденье водителя, показанное пунктиром, находится над трансмиссией. Недостаток схемы — увеличенная лобовая площадь и повышенный центр тяжести из-за высокого положения гонщика.

2. На схеме II карданный вал передает вращение через коробку передач, соединенную в блок с диференциалом. Подвеска задних колес должна быть выполнена независимой во избежание чрезмерного увеличения неподрессоренных масс. Блок коробки с главной передачей жестко укреплен на заднем конце рамы; колеса получают вращение при помощи двух качающихся полуосей. Устройство трансмиссии по схеме II ввиду отсутствия вертикальных перемещений карданного вала в некоторой степени устраняет вышеупомянутые недостатки классической системы. Расположение коробки передач вблизи заднего моста несколько облегчает задачу распределения веса дополнительной нагрузкой на ведущие колеса. Из этих соображений в последнее время все чаще встречается задняя установка коробки передач. По схеме II построен восьмицилиндровый гоночный автомобиль Альфа Ромео, 1,5 *л*, тип 158, фиг. 78.

3. Дальнейшие схемы показывают, как можно получить выгодное положение водителя, сохраняя привод на задние колеса. Одна из таких конструкций, предложенная фирмой Альфа Ромео, представлена на схеме III, фиг. 74. Диференциал примыкает непосредственно к коробке передач и распределяет крутящий момент между

задними колесами двумя диагональными карданными валами. Задний мост имеет две конические главные передачи, кинематически не связанные друг с другом (по одной у каждого колеса). Низкое сиденье гонщика помещается в промежутке между карданными валами.

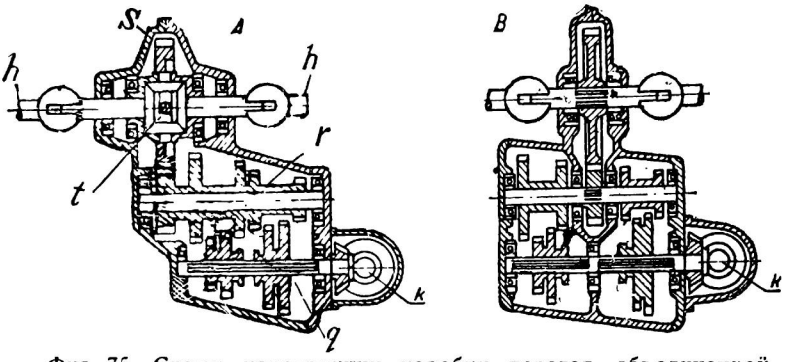


Фиг. 74. Расположение основных механизмов на раме гоночного автомобиля.

Условные обозначения: *K* — коробка передач, *D* — диференциал, *P* — редуктор.

4. Другой выход из положения использован на автомобилях ERA (схема IV). Понижение трансмиссии достигается установкой двух шестеренчатых редукторов P — одного за коробкой передач и второго перед главной передачей заднего моста; ось карданного вала опускается относительно двигателя и заднего моста. Конечно, введение всяких дополнительных механизмов нежелательно ввиду увеличения механических потерь, но при индивидуальной тщательной подгонке шестерен их к. п. д. может быть очень высоким. Незначительное увеличение механических потерь с избытком компенсируется уменьшением лобовой площади автомобиля. В последнее время все чаще имеет место отказ от прямой передачи, которая прежде рассматривалась как обязательное условие. Передний редуктор обычно жестко связан с коробкой передач. Задний редуктор может быть выполнен как отдельный механизм, связанный шарнирным сочленением с главной передачей (Альта). В этом случае редуктор и картер главной передачи закрепляются на раме, а подвеска должна быть независимой с передачей крутящего момента ведущим колесам качающимися полуосями или полуосями с двумя шарнирами. Если же подвеска применяется старого, классического типа и весь задний мост относится к не-

подрессоренным частям, то редуктор составляет неотъемлемую часть главной передачи. Например, у автомобиля Остин 750 *см*³ (фиг. 77) главная передача выполнена двойной с двумя коническими и двумя цилиндрическими шестернями подобно конструкции, принятой на грузовиках ЯГ-6, с той лишь разницей, что у грузового автомобиля введение цилиндрической пары позволяет повысить ось карданного вала, в то время как на гоночном автомобиле те же шестерни использованы для снижения карданного вала. Схема с двумя редукторами может быть сохранена при расположении коробки передач в блоке с главной передачей (ERA), но тогда независимая подвеска ведущих колес является обязательным условием.



Фиг. 75. Схемы конструкции коробки передач, объединенной с главной передачей по системе М. Вагнера.

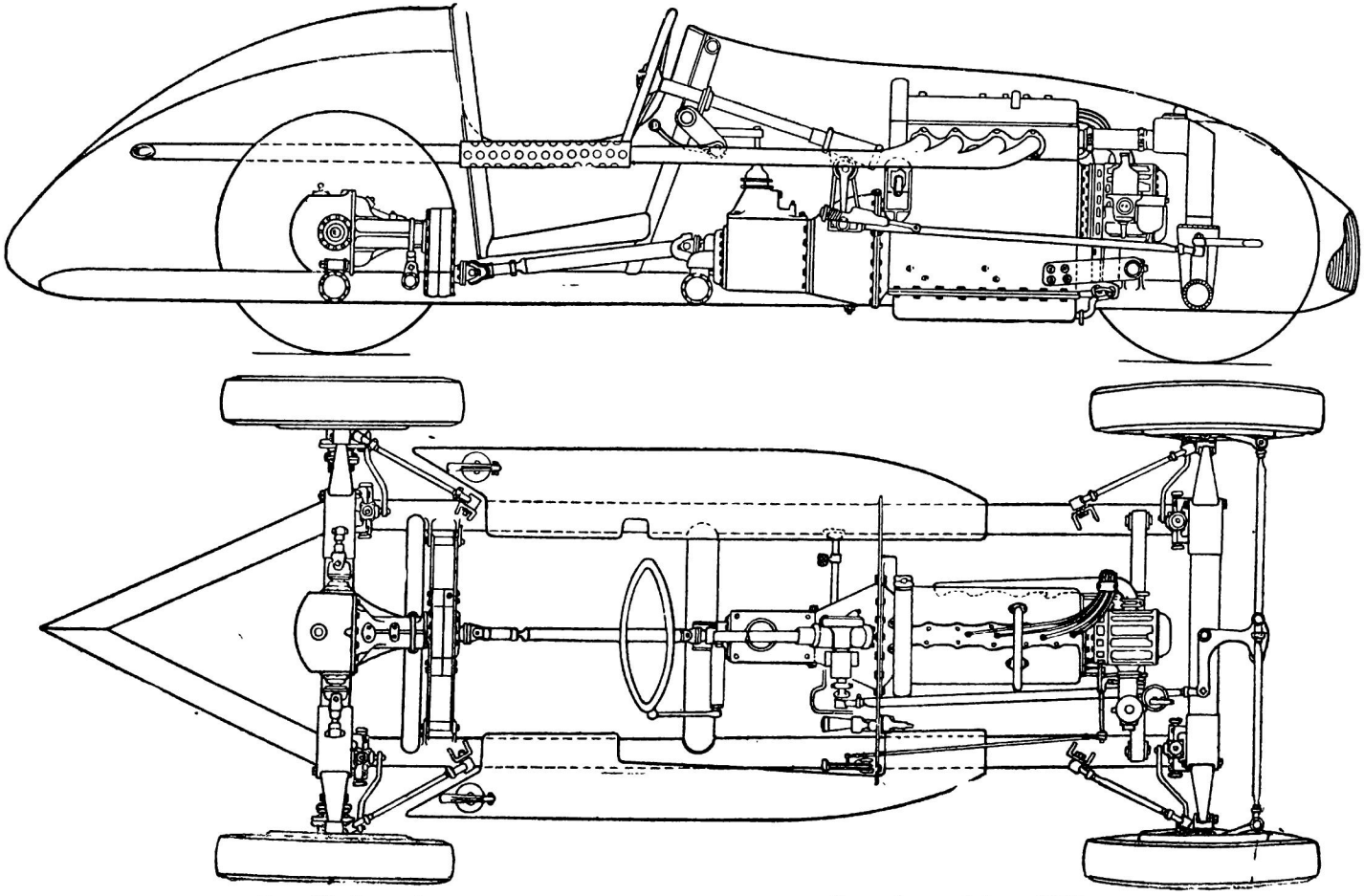
A — вся коробка передач смещена вбок от главной передачи. Хвостовик карданного вала значительно смещен в сторону. *B* — шестерни первой и второй передач расположены по одну сторону главной передачи, а шестерни третьей и четвертой передач — по другую сторону. Карданный вал смещен вбок меньше чем на схеме *A*. Понижение карданного вала в обеих схемах одинаковое.

5. Схема V представляет собой упрощенный, менее радикальный вариант предыдущей схемы; здесь предусмотрен только один редуктор перед главной передачей, понижающий задний конец карданного вала. Последний приобретает наклонное положение сверху вниз и назад, считая от двигателя (фиг. 76).

6. Можно также ограничиться одним редуктором, если выполнить трансмиссию по схеме VI. Редуктор за коробкой передач смещает ось карданного вала вбок к одному из лонжеронов рамы. Главная передача в заднем мосту также сдвинута в сторону. Сиденье водителя установлено рядом с карданным валом. Подобная система использована на гоночном автомобиле Тальбо типа Grand Prix (4,5 *л*, без наддува, табл. 16, № 1) и на рекордном автомобиле „Синяя птица IV“ М. Кемпбелла (табл. 40, № 13). Некоторые специалисты считают несимметричное устройство заднего моста неудачным вследствие разницы в условиях работы колес и полуосей с разных сторон.

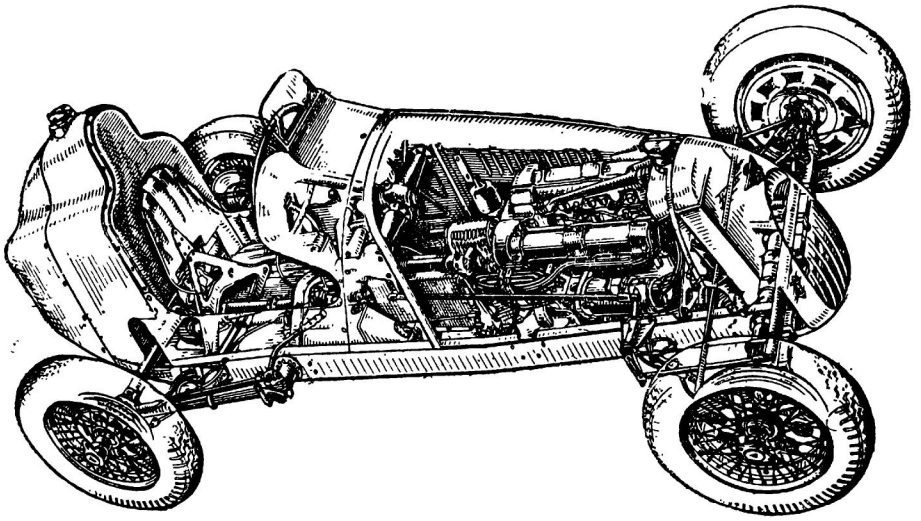
7. Схема VII иллюстрирует путь, по которому пошла фирма MG. Двигатель и трансмиссия устанавливаются по диагонали рамы, благодаря чему в заднем конце рамы рядом с карданным валом освобождается место для сиденья гонщика. Главная передача переходит непосредственно к одному из ведущих колес. Иногда смещение карданного вала оказывается недостаточным, тогда приходится отодвигать сиденье к противоположному краю рамы, и автомобиль приобретает в плане несимметричный вид — весь кузов сдвинут в одну сторону. Преимущество перед предыдущей схемой — возможность сохранить прямую передачу; недостаток — несимметричный задний мост.

8. М. Вагнер предложил схему VIII с диагональным карданным валом и коробкой передач в блоке с дифференциалом для тех случаев, когда ведущие колеса подвешены независимо или получают вращение от полуосей с двумя шарнирами. При независимой подвеске полуоси должны иметь одинаковую длину, а это возможно, только если их внутренние шарниры находятся в средней части рамы. Поэтому приходится вводить дополнительную передачу между карданным валом и главной передачей, помещенной в центре шасси. Коробка передач в блоке с дифференциалом расположена поперек заднего конца рамы на более низком уровне, чем ведущие



Фиг. 76. Вид сбоку и план шасси гоночного автомобиля Альта 1,5 *л*., 1946 г.

двухшарнирные валы колес. Такое устройство было принято на гоночных автомобилях Мерседес-Бенц, получивших первенство Европы в 1938 и 1939 гг. Коробка передач для трансмиссии Вагнера запроектирована в двух вариантах, представленных на фиг. 75. Согласно варианту А коническая шестерня k диагонального карданного вала передает вращение первичному валу q с двумя передвижными каретками на шлицах. Первичный вал вращает через одну из пар шестерен вторичный вал r, а крайняя левая шестерня вторичного вала соединяется своими зубьями с коронной шестерней s. Далее обычным способом усилие передается через дифференциал t ведущим валам h. Все шестерни вторичного вала соединены с ним наглухо. Второй вариант коробки передач В отличается симметричным расположением шестерен относительно главной передачи; каретка первой и второй скоростей находится по одну сторону главной передачи, а третья и четвертая скорости — с противоположной стороны. Вариант В дает более равномерную нагрузку на обе стороны рамы, первая конструкция обеспечивает большее смещение карданного вала вбок. Несмотря на три пары промежуточных шестерен, так же как в схеме IV



Фиг. 77. Гоночный автомобиль Остин 750 *см*³ с дополнительной передачей цилиндрическими шестернями в заднем мосту для понижения карданного вала. Одна из наиболее удачных конструкций класса Н (табл. 30, № 4).

с двумя редукторами, трансмиссия Вагнера, повидимому, дала в эксплоатации хорошие результаты. Автомобили Мерседес-Бенц отличались исключительно низким положением центра тяжести.

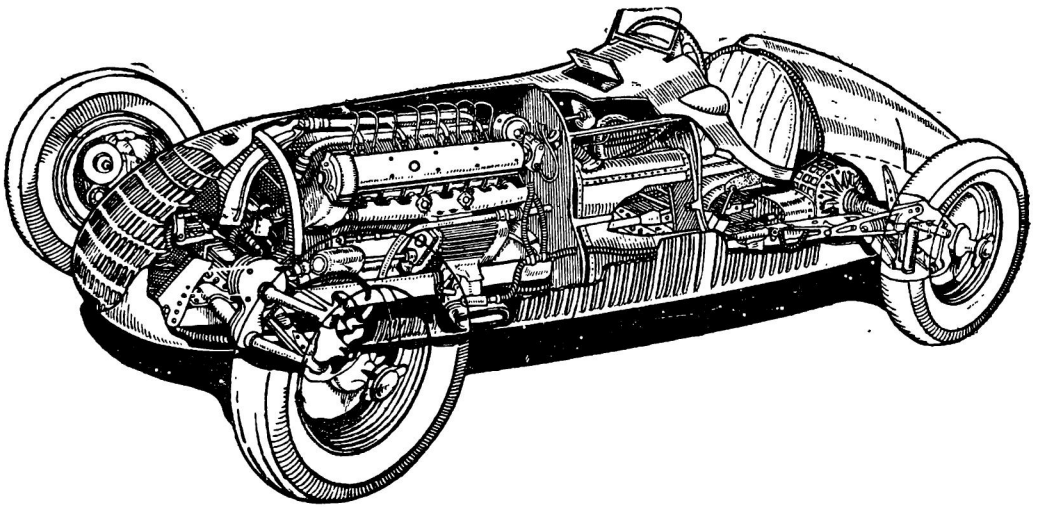
9. Радикальным решением вопроса является установка двигателя в задней или, вернее, средней части рамы, как показано на схеме IX, фиг. 74. Тогда двигатель с коробкой передач и дифференциалом образует один компактный агрегат; необходимость в длинном карданном вале отпадает, а сиденье гонщика помещается спереди. От главной передачи вращение передается колесам качающимися полуосями или полуосями с двумя шарнирами. При установке двигателя сзади значительно легче добиться достаточной загрузки ведущих колес, так как все тяжелые механизмы расположены ближе к задней оси. По этой схеме, начиная с 1934 г., строились все гоночные автомобили Ауто Унион типа GP, участвовавшие с большим успехом во многих международных состязаниях.

Схема IX при расположении главной передачи между двигателем и коробкой передач обеспечивает максимальную нагрузку на заднюю ось (Ауто Унион). Несколько меньшую нагрузку дает вариант с коробкой передач между главной передачей и подвинутым вперед двигателем.

Повидимому, единственный недостаток конструкции с задним двигателем состоит в том, что водители испытывают некоторые затруднения при управлении автомобилем на виражах. Водитель не сразу реагирует на дерапаж (занос) задних колес соответствующим поворотом руля, так как он сидит в передней части авто-

мобиля, где поперечные перемещения задних колес мало ощущаются. Спортивные достижения автомобилей Ауто Унион в известной степени опровергают существование вышеупомянутого дефекта, но все же большинство гонщиков высказывается в пользу традиционного переднего расположения двигателя.

Схема X дает понятие об автомобиле с передними ведущими колесами. Здесь двигатель, коробка передач и главная передача с диференциалом представляют собой один общий агрегат на переднем конце рамы; такое размещение механизмов, как и при заднем расположении двигателя, позволяет значительно снизить сиденье водителя и тем самым уменьшить лобовую площадь и высоту центра тяжести. Привод на передние колеса не получил широкого распространения, ибо частое буксование ведущих колес при интенсивном разгоне на виражах в условиях дорожной гонки приводит к потере сцепления с дорогой и ухудшению управляемости. Наилучших результатов с передним приводом добился американский конструктор. X. Миллер; впрочем его автомобили оказались пригодными только для трековых гонок с большими радиусами поворотов. При прочих равных условиях автомобили



Фиг. 78. Гоночный автомобиль Альфа Ромео 1,5 *л*. (табл. 30, № 15). Коробка передач в блоке с главной передачей.

с передними ведущими колесами показывают ускорение меньшее, чем достижимое при заднем приводе.

В конструктивном отношении передний привод выполняется в двух вариантах: а) главная передача расположена между двигателем и коробкой передач, чем увеличивается загрузка ведущих колес (Альвис) и б) коробка передач находится между главной передачей и сдвинутым назад двигателем, как показано на схеме X (Миллер). Вторая конструкция на гоночных автомобилях применялась чаще. В обеих разновидностях ведущие колеса приводятся в движение от главной передачи полуосями с двумя шарнирами как при независимой подвеске (Альвис, Тракта), так и в том случае, когда передние колеса связаны жесткой осью. Шарниры у поворотных цапф всегда принадлежат к гомокинетическому типу, т. е. обеспечивают равномерную передачу угловой скорости даже при больших углах поворота цапф (например шарниры системы Rzeppa, Weiss или Tracta, хорошо известные по автомобилям высокой проходимости). В качестве внутренних шарниров у главной передачи употребляют обычные карданные сочленения.

На схеме XI изображено устройство четырехколесного привода. От коробки передач через раздаточную коробку и промежуточный диференциал усилие передается двум карданным валам — переднему и заднему. Оба вала в свою очередь передают вращение соответствующим полуосям через главные передачи и диференциалы переднего и заднего мостов. Применительно к гоночным автомобилям привод на четыре колеса недостаточно разработан и применяется редко. Его основное достоинство состоит в возможности получения больших тяговых усилий вследствие

того, что сцепной вес равен полному весу автомобиля. К недостаткам относятся сложность и увеличенный вес конструкции.

Привод к четырем колесам по схеме XII отличается от предыдущей схемы отсутствием промежуточного диференциала. Вращение передается от раздаточной коробки непосредственно переднему и заднему карданным валам. Оба вала всегда вращаются с одинаковой угловой скоростью, в то время как предыдущая схема позволяет карданным валам вращаться с разной скоростью в силу свойств промежуточного диференциала. Вопрос о необходимости включения в схему четырехколесного привода промежуточного диференциала связан с устройством рулевого механизма и числом управляемых колес (см. главу X).

Наряду с распределением механизмов на раме большое значение имеет место установки топливного бака. Нагрузка гоночного автомобиля в основном состоит из веса водителя и веса запаса топлива. Для двигателей с высоким давлением наддува и большим расходом топлива объем баков нередко составляет 300—400 *л*, т. е. вес топлива может доходить до 30% общего веса автомобиля.

Существуют два основных способа установки баков:

1. В обтекаемом хвосте кузова, как было принято на подавляющем большинстве гоночных автомобилей в течение более тридцати лет.

2. Центральная установка, появившаяся в последние годы в связи с резким увеличением мощности и расхода топлива.

Если бак установлен в хвосте кузова, то по мере выгорания запаса топлива центр тяжести автомобиля может заметно переместиться и изменить распределение веса между осями. Смещение центра тяжести ухудшает условия сцепления ведущих колес с дорогой. Следовательно, нужно стремиться к тому, чтобы опорожнение баков не влияло на правильность распределения веса между осями. В этом отношении гораздо выгоднее центральная установка бака, принятая, например, на автомобилях Ауто Унион. Бак укреплен в средней части рамы, поэтому степень его заполнения не отражается на соотношении между нагрузками осей. У автомобилей Мерседес-Бенц типа Grand Prix 1938—1939 гг. продолговатые баки были подвешены с обеих сторон к серединам лонжеронов рамы, что нисколько не нарушало обтекаемой формы кузова. Кроме того, в хвосте кузова был предусмотрен запасной резервуар.

Ниже приводим сведения о емкости баков и их расположении на разных гоночных автомобилях, по которым можно судить о влиянии нагрузки от веса топлива.

Бразье, без наддува	10 *л*,	1904 г.	бак в хвосте, 125 *л*.
Делаж „	3 *л*,	1938 г.	бак в хвосте, 127 *л*.
Миллер „	4 *л*,	1938 г.	„ 120 *л*.
Альта, с наддувом	1,5 *л*,	1939 г.	„ 150 *л*.
Ауто Унион „	3 *л*,	1939 г.	центр. бак 280 *л*.
Мерседес-Бенц „	3 *л*,	1939 г.	„ „ 300 *л*. и запасной в хвосте 100 *л*.
Непир-Рельтон, с наддувом	48 *л*,	1939 г.	центральный бак 80 *л*.

Все указанные автомобили дорожно-гоночного типа, за исключением рекордного Непир-Рельтон, приспособленного только для заездов на короткие дистанции.

Материалом для изготовления баков служит листовой дюраль. Внутри бака устанавливают ряд перфорированных перегородок, чтобы предупредить раскачивание большой массы топлива на ходу автомобиля. Вес дюралевого бака со сварными швами не превышает 1 *кг* на 10 *л*. объема. Баки устанавливают на толстых резиновых подушках во избежание влияния вибраций на прочность и герметичность швов.

Желательно концентрировать все механизмы и другие тяжелые узлы вблизи центра тяжести. Это уменьшает момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси. Как показывает опыт, даже добавление двух больших фар перед радиатором и запасного колеса на хвосте кузова несколько затрудняет вход и выход из виража с высокой скоростью.

Самостоятельную группу представляют собой многомоторные автомобили. Они встречаются редко, в тех случаях, когда нужно во что бы то ни стало получить очень большую мощность силовой установки при наличии сравнительно маломощных двигателей. Почти все многомоторные автомобили были построены для устано-

вления абсолютного рекорда скорости. Малочисленность рассматриваемой категории автомобилей позволяет сделать только самые общие замечания по поводу имеющихся конструктивных тенденций. Схемы всех многомоторных[1] автомобилей, успешно применявшихся в спортивной практике, приведены на фиг. 79.

На фиг. 79 схемы многомоторных автомобилей показаны в хронологическом порядке. У двухмоторных автомобилей можно различать расположение двигателей — „тандем", т. е. одним за другим, или расположение двигателей рядом. На первый взгляд расположение тандем представляется более выгодным вследствие уменьшения лобовой площади. В действительности этим преимуществом обладают только автомобили с полуобтекаемыми кузовами и открытыми колесами. Если же кузов охватывает колеса и представляет собой тело законченной обтекаемой формы, то все пространство в пределах колеи может быть использовано под силовую установку и тогда расположение двигателей рядом не влечет за собой сколько-нибудь существенного увеличения лобовой площади, а коэфициент сопротивления воздуха получается значительно ниже.

В устройстве трансмиссии существует два основных варианта:

1. Оба двигателя спариваются общим валом при расположении тандем или соединяются какой-либо передачей при расположении рядом. Суммарный крутящий момент двигателей передается через коробку передач и главную передачу ведущей оси.

2. Каждый двигатель передает крутящий момент ведущей оси через самостоятельную коробку передач и карданный вал.

Рассмотрим схемы устройства многомоторных автомобилей по фиг. 79.

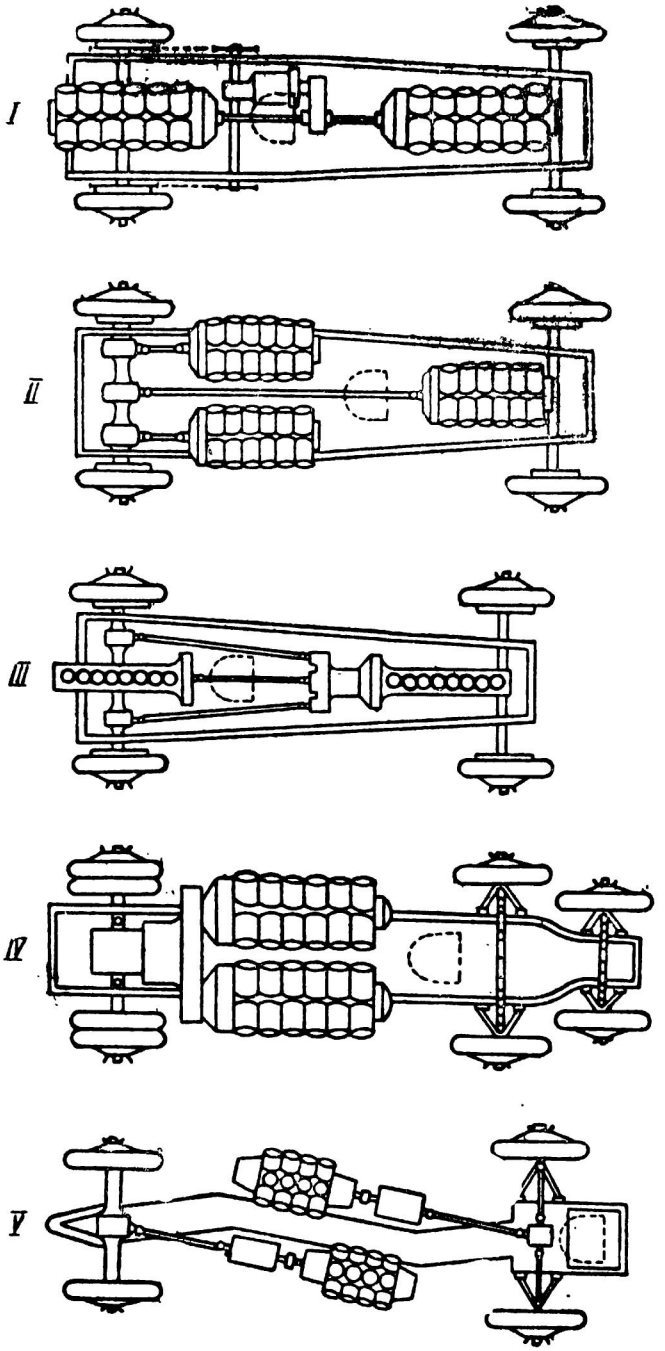
Схема I соответствует 1000-сильному рекордному автомобилю Сёнбим Мистери (Mystery) 1927 г. Он достиг рекордной скорости 327 *км/час*. Оба двигателя, расположенные тандем, соединены валом, от которого через дополнительную передачу крутящий момент передается коробке передач и главной передаче. От полуосей главной передачи усилие подводится ведущим колесам роликовыми цепями. В 1927 г. цепная передача уже была вытеснена карданной. Возврат к старой системе, видимо, был вызван желанием разместить задний двигатель по возможности ниже, что оказалось бы весьма затруднительным для обычного заднего моста с карданной передачей в средней плоскости. Сиденье водителя помещалось между двигателями.

Схема II относится к рекордному автомобилю Уайт Триплекс с тремя двигателями. В 1928 г. он повысил абсолютный рекорд скорости до 333 *км/час*. Каждый двигатель имеет самостоятельный привод к ведущей оси. Такое устройство исключает возможность применения дифференциала и годится только для заездов по прямой дороге. Едва ли можно признать схему автомобиля Уайт Триплекс целесообразной и удобной в конструктивном отношении. Вообще этот автомобиль был построен наскоро из имевшихся под руками агрегатов.

Один из самых интересных двухмоторных автомобилей представлен схемой III, где показано расположение механизмов автомобиля Альфа-бимоторе — одного из многочисленных типов гоночных автомобилей фирмы Альфа Ромео. В отличие от всех остальных двухмоторных автомобилей Альфа-бимоторе был спроектирован для дорожных гонок, а не для рекордных заездов. Он был построен в 1935 г., когда в Италии не было достаточно мощных двигателей для автомобилей типа Grand Prix. Отсюда возникла идея — установить на дорожно-гоночное шасси два восьмицилиндровых двигателя по 2,9 *л*. общей мощностью 540 *л. с*. Автомобиль Альфа-бимоторе имел узкий полуобтекаемый одноместный кузов с открытыми колесами. Вес автомобиля получился больше максимальной нормы — 750 *кг*, предписанной гоночной формулой 1934 — 1937 гг. Поэтому двухмоторный автомобиль Альфа-бимоторе участвовал только в гонках по свободной формуле, например на Большой приз Триполи, и показал динамические качества не хуже, чем автомобили типа Grand Prix по интернациональной формуле. Кроме того, этот автомобиль установил несколько интернациональных рекордов в классе В; его максимальная скорость достигала 340 *км/час*.

---

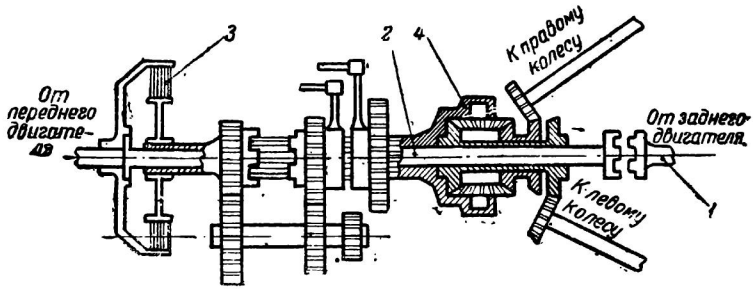
[1] Для общности применяем термин „многомоторные", но было бы правильнее говорить „двухмоторные", так как только в одном случае было использовано большее количество двигателей (три).



Фиг. 79. Расположение механизмов у многомоторных автомобилей.

Задний двигатель в значительной мере упростил задачу загрузки ведущей оси на легком дорожно-гоночном автомобиле. Оба двигателя, расположенные тандем, спарены валом, проходящим в средней плоскости. Суммарный крутящий момент двигателей передается через общую коробку передач и специальный дифференциал двум диагональным карданным валам и передается последними к двум самостоятельным главным передачам — по одной у каждого ведущего колеса. Такое устройство позволило поместить задний двигатель ниже.

По габаритам и внешнему виду автомобиль Альфа-бимоторе мало отличался от автомобилей типов Grand Prix того же времени. Трансмиссия показана более детально на фиг. 80. Вал *1*, идущий от заднего двигателя, соединен при помощи кулачковой муфты с промежуточным валом *2*, который в свою очередь соединен с маховиком переднего двигателя. Промежуточный вал *2* пропущен через полые первичный и вторичный валы коробки передач. От механизма сцепления *3* крутящий момент передается, как обычно, первичным валом через промежуточный вал коробки передач ко вторичному валу, или непосредственно от первичного вала ко вторичному, когда включена прямая передача. Вторичный вал вращает коробку дифференциала *4*. Через сателлиты усилие передается двум коническим шестерням, сцепленным с шестернями на передних концах карданных валов. Каждый карданный вал вращает одно из ведущих колес. Муфта на промежуточном валу позволяет выключать задний двигатель.



Фиг. 80. Устройство трансмиссии автомобиля Альфа-бимоторе.

Схема IV дает пример расположения двигателей рядом на рекордном автомобиле Thunderbolt, достигшем в 1938 г. рекордной скорости 575 *км/час*. Оба двигателя спарены шестеренчатой передачей и передают вращение через общую коробку передач и главную передачу ведущим колесам с помощью двух поперечных карданных валов, так как подвеска задних колес выполнена независимой. К редким особенностям следует отнести наличие двух передних осей и четырех управляемых колес спереди, что объясняется желанием конструктора обеспечить надежное управление на высоких скоростях. Большая мощность двигателей требует установки сдвоенных шин на ведущих колесах.

Схема V соответствует самому быстроходному из всех построенных до сего времени гоночных автомобилей, известному под маркой Непир-Рельтон. С 1939 г. он является держателем абсолютного рекорда скорости — 595 *км/час*. Здесь мы встречаем пример конструкции с самостоятельной трансмиссией от каждого двигателя. Кроме того, Непир-Рельтон — единственный из многомоторных автомобилей с четырьмя ведущими колесами. На основании схемы расположения механизмов можно предположить, что нагрузка распределяется между осями приблизительно поровну — очень важная предпосылка для хорошего использования сцепного веса при раздельном приводе каждой оси. Двигатели и трансмиссии расположены под углом к средней плоскости автомобиля. Такое расположение двигателей по своим качествам эквивалентно расположению двигателей рядом, т. е. имеет смысл только при условии применения обтекаемого кузова с полным охватом колес.

Помимо рассмотренных выше многомоторных автомобилей, фирмой Сёнбим в 1931 г. был построен очень мощный двухмоторный автомобиль с целью установления абсолютного рекорда. Два двигателя, расположенные тандем, развивали

около 4000 *л. с.* и передавали движущее усилие задним колесам. Однако установить рекорд на этом автомобиле не удалось, и после ряда пробных заездов эксперименты с ним пришлось прекратить. К сожалению, конкретные причины неудачи не были опубликованы.

3. МЕХАНИЗМ СЦЕПЛЕНИЯ И КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

В качестве механизма сцепления применяются почти исключительно однодисковые фрикционные муфты сухого типа.

От числа ступеней в коробке передач зависят динамические качества автомобиля. Чем больше число ступеней, тем лучше можно приспособить режим работы двигателя к условиям работы автомобиля. Исходя из этих соображений, в большинстве случаев ставят четырех- и пятискоростные коробки передач даже при высокой мощности двигателя. В частности трехлитровые автомобили Мерседес-Бенц и Ауто Унион (мощность около 400 *л. с.*), а также полуторалитровый автомобиль Делаж типа Grand Prix имеют пять скоростей. Коробки передач с синхронизаторами, преселекторами и т. п. применяются редко по двум причинам. Во-первых, они имеют ценность главным образом для новичков, а не для опытных автомобилистов и тем более гонщиков; во-вторых, они отличаются большим весом. Например, пятискоростная коробка передач Делаж на 32 *кг* легче, чем планетарная, преселективная коробка Вильсон для того же автомобиля. Если не считать этих недостатков, то в остальном качество работы преселективных коробок в гоночных условиях может быть признано удовлетворительным. К такому заключению приводит опыт эксплоатации автомобилей Тальбо и Мазерати с преселективной коробкой передач Вильсон и автомобилей Делаж с преселективной электромагнитной коробкой Коталь.

Переключение передач производится, как правило, на высоких скоростях. Момент переключения сопровождается потерей скорости вследствие значительного сопротивления воздуха; поэтому передаточные числа выбирают сближенными (с меньшим интервалом) по сравнению с таковыми у нормальных автомобилей. Передаточные отношения некоторых гоночных автомобилей приведены в таблице 41а.

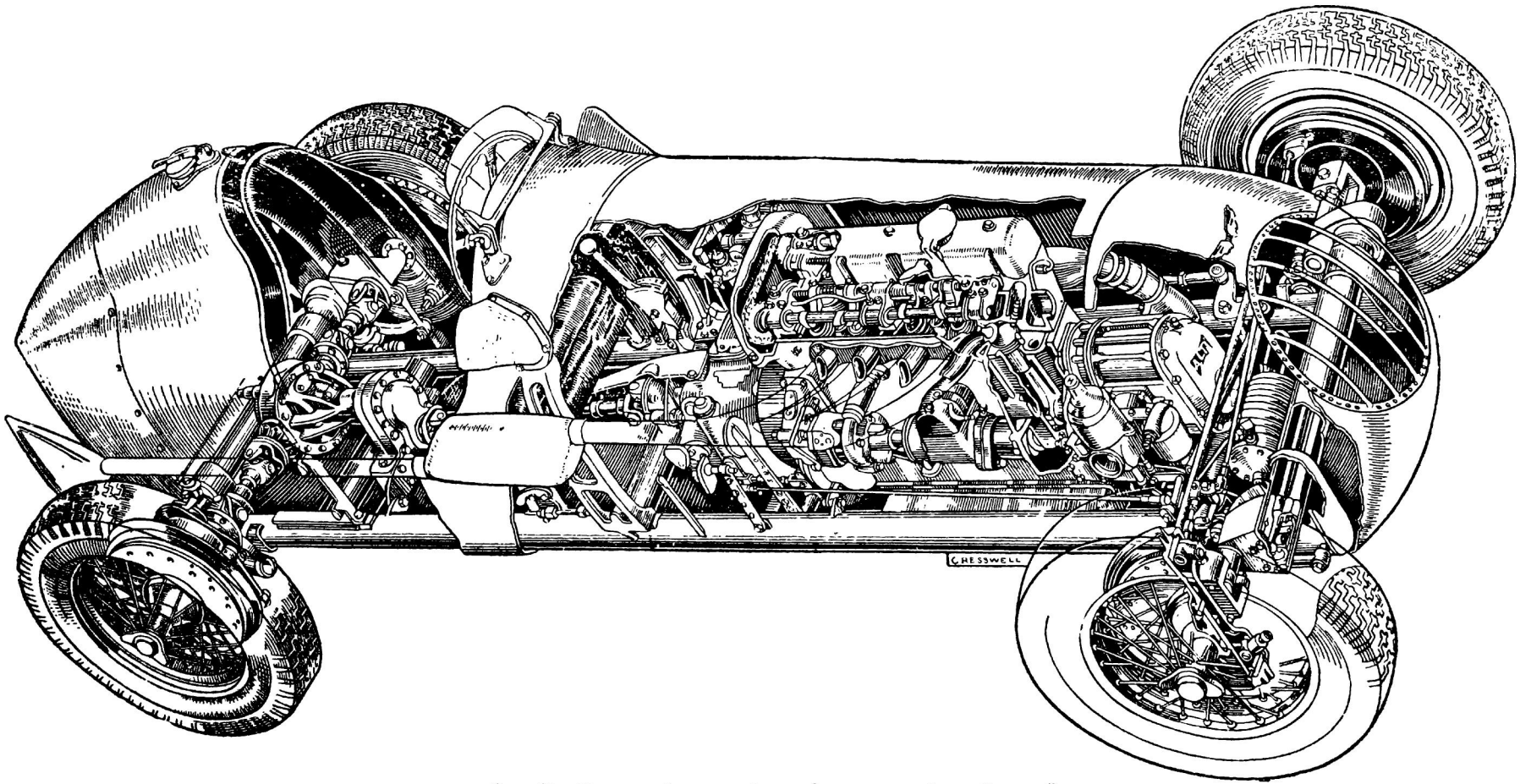
Таблица 41а

Передаточные отношения трансмиссии гоночных автомобилей

Фирма автомобиля	Год	Литраж	Передаточные отношения в коробке передач				Общие передаточные отношения			
			i_1	i_2	i_3	i_4	i'_1	i'_2	i'_3	i'_4
MG	1932	0,75	4,01	2,00	1,37	1	21,5	10,75	7,35	5,37
Альта	1946	1,5	3,12	1,95	1,32	1	13,4	8,4	5,7	4,3
Фрезер Неш	1937	1,5	2,86	1,77	1,17	1	10,0	6,2	4,1	3,5
Де Куси	1946	1,5	2,46	1,92	1,17	1	9,1	7,1	4,35	3,7
Альта	1946	2,0	3,36	1,95	1,31	1	13,1	7,6	5,1	3,9
Бугатти	1930	2,0	2,42	1,84	1,3	1	8,72	6,65	4,7	3,6
Делаж	1939	3,0	1,96	1,61	1,25	1	6,7	5,51	4,27	3,42
Воксхолл	1914	4,5	1,91	1,48	1,15	1	5,73	4,45	3,45	3,0

4. РАМА

Рама должна быть очень жесткой, чтобы успешно противостоять резким толчкам во время езды и выдерживать сильную вибрацию двигателя. Жесткость рамы обеспечивает, кроме прочности, легкое управление. Деформации элементов рамы нарушают правильную работу органов управления и способствуют неустойчивому ходу машины (явление „шимми" и т. п.), вызывая у водителя чувство неуверенности. В качестве конструктивного материала употребляют штампованные лонжероны и поперечины швеллерного сечения переменной высоты или цельнотянутые тонкостенные трубы большого диаметра (фиг. 81).



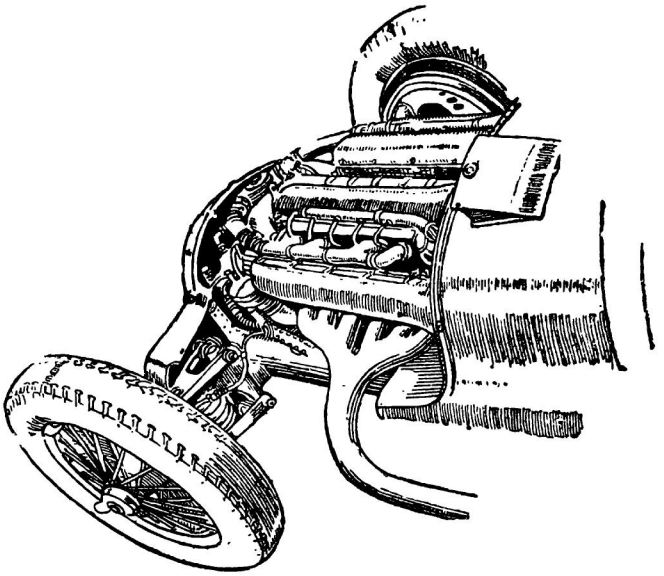
Фиг. 81. Гоночный автомобиль Альта с трубчатой рамой.

Двигатель см. табл. 30, № 18. Для понижения карданного вала перед диференциалом поставлен дополнительный редуктор. Независимая подвеска передних и задних колес на стержневых рессорах, скрытых в трубчатых поперечинах. Передача к задним колесам поперечными карданными валами с двумя универсальными шарнирами.

Первая разновидность рам подчиняется традиционным принципам автомобильной техники.

Кроме швеллерного сечения, часто применяют замкнутое коробчатое для увеличения жесткости (ERA, Мазерати); в целях облегчения вертикальные полки высверливают отверстиями большого диаметра.

Трубчатые рамы получили в последние годы широкое распространение по инициативе компании Ауто Унион, применившей такую конструкцию на своих автомобилях, подготовленных для гонок по формуле 1934 — 1937 гг. Диаметр трубчатых лонжеронов и поперечин составляет 75—100 *мм*. Отдельные элементы рамы соединяются встык при помощи электросварки. По примеру Ауто Унион трубчатые рамы стали делать фирмы Альфа Ромео, Альта и ERA. У автомобиля Мерседес-Бенц применялись трубы овального сечения из хромоникелемолибденовой стали с толщиной стенки 1,5 *мм*. (фиг. 82). Опыт автомобильных состязаний 1938 — 1939 гг. доказал, что трубчатые рамы облалают гораздо большей жесткостью и в то же время меньшим весом, чем старые штампованные рамы. Применение трубчатых рам совсем не является новшеством, так как еще в 1900 — 1903 гг. многие фирмы, среди которых стоит назвать Рено и Гоброн Брийе, пользовались аналогичной конструкцией. В отличие от современной тенденции названные фирмы применяли толстостенные трубы малого диаметра и потому должны были выполнять раму в виде пространственной фермы, чтобы получить достаточную жесткость.



Фиг. 82. Передняя часть трехлитрового 12-цилиндрового автомобиля Мерседес-Бенц с трубчатой рамой. Независимая подвеска передних колес на спиральных пружинах.

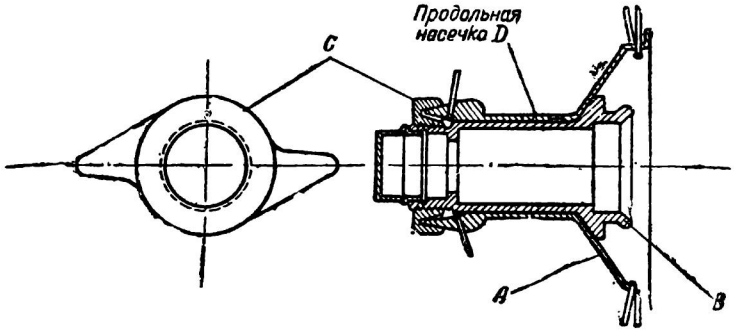
В целях экономии веса отдельные части рамы иногда выполняют побочные функции, т. е. имеют двоякое назначение. Ограничимся двумя примерами: у шестилитрового автомобиля Ауто Унион трубчатые лонжероны служат для циркуляции воды между радиатором и двигателем, иначе говоря, заменяют водяные трубопроводы; на автомобиле Мазерати пустотелая поперечина, связывающая лонжероны за коробкой передач, отлита из электрона и благодаря специальной форме используется как масляный бак двигателя.

5. КОЛЕСА

Наиболее рациональными в условиях гоночной эксплоатации оказались легкосъемные колеса типа Рудж Витворт с тангентными проволочными спицами. Их устройство нетрудно себе уяснить из фиг. 83. Втулка состоит из двух частей. Внутренняя часть *B* конструктивно соединяется в одно целое с тормозным барабаном и вращается на подшипниках поворотных цапф передней оси или (если речь идет о задних колесах) закреплена на полуосях посредством конусов со шпонками. Наружная легкосъемная часть *A* втулки надета до упора на внутреннюю и прижата специальной гайкой *C*, снабженной двумя радиальными выступами (крылышками). Крутящий момент передается от внутренней части к наружной посредством мелкой продольной насечки *D*. Между втулкой *A* и ободом натянуты проволочные тангентные спицы подобно тому, как это делается на мотоциклах и велосипедах. Гайка *C* служит не только для затяжки, но и центрирует наружную часть втулки и, следовательно, несет некоторую радиальную нагрузку. Если гайка *C* по какой-либо

причине не затянута доотказа, то колесо немного перекашивается, вследствие чего наружная часть втулки соприкасается с кольцевой канавкой гайки *C* в точке, перемещающейся по периферии гайки при качении колеса. Сила трения, возникающая в этой точке, при таком перемещении автоматически затягивает гайку и устраняет перекос колеса.

В результате система Рудж Витворт обеспечивает надежность крепления наряду с возможностью чрезвычайно быстро и легко снимать колеса, не говоря уже о том, что колеса с проволочными спицами имеют малый вес и незначительный момент инерции. Последнее свойство благоприятно отражается на акселеративных качествах автомобиля. Операция съемки колеса при опытных механиках занимает всего лишь несколько секунд и сводится к следующему: первым ударом деревянного или медного молотка по одному из выступов гайки *C* механик ослабляет затяжку резьбы; второй удар сообщает гайке быстрое вращательное движение, и она соскакивает с резьбы; затем колесо может быть снято со втулки. В гоночной практике для ускорения процесса замены колес употребляют специальные домкраты рычажного типа, при помощи которых можно поднять переднюю или заднюю ось одним нажатием на длинный рычаг. Действуя двумя такими домкратами одновременно, персонал ремонтно-заправочного депо может произвести смену четырех легкосъемных колес за 20—30 сек.



Фиг. 83. Втулка легкосъемного колеса типа Рудж Витворт.

Обода изготовляют из дюралевой профилированной ленты или из качественной стальной полосы. Дюралевый обод получается приблизительно на 3 *кг* легче, чем стальной.

6. ШИНЫ

Едва ли какая-нибудь другая деталь автомобиля причиняет конструкторам и гонщикам столько хлопот и забот, как пневматики. Основное требование, предъявляемое ко всякому автомобилю,—равнопрочность и одинаковая долговечность его деталей—нарушается малым запасом прочности и в особенности ограниченным сроком службы гоночных шин. Протектор лучших образцов покрышек Континенталь, изготовленных из самых отборных материалов, после покрытия дистанции в 160 *км* на Нюрбургском кольце со средней скоростью в 128 *км/час* оказывается протертым до самого каркаса. Причиной быстрого износа покрышек является сильное буксование и скольжение колес у мощных автомобилей при частой перемене скорости с переходами от интенсивного разгона к энергичному торможению. Кроме того, протектор, каркас, крылья и проволочный трос в бортах покрышки испытывают очень большие напряжения от центробежной силы; при скорости 220 *км/час* и диаметре покрышки 720 *мм* каждый грамм материала протектора стремится оторваться с силой в 1 *кг*; при скорости 370 *км/час* и диаметре покрышки 940 *мм* центробежная сила 1 *г* протектора равна 2,5 *кг*; это усилие возрастает до 2,9 *кг* при 400 *км/час*. Разрывающая сила в проволочных тросах бортов достигает в той же покрышке 7000 *кг* при 370 *км/час*. Еще больше эта сила в покрышках рекордных автомобилей Айстон Роллс Ройс и Непир-Рельтон, где она доходит до 12 000 *кг* при скорости в 515 *км/час*.

Шинная компания Денлоп (Dunlop) экспериментальным путем определила на специальной установке деформацию покрышек на ультравысоких скоростях. Испы-

танию подвергались образцы шин от автомобиля „Синяя птица III" и от двух вышеупомянутых рекордных машин. При числе оборотов колеса, соответствующем скорости движения 370 *км/час* было зафиксировано увеличение внешнего диаметра покрышки на 25 *мм*; у образцов новейшего типа при скорости 640 *км/час* деформация составляет около 30 *мм*. И в том и в другом случае внутреннее давление в камере равнялось 8,5 *ат*. Прокол или разрыв покрышки на большой скорости может иметь самые катастрофические последствия, вплоть до переворачивания автомобиля, так как подобные аварии прежде всего сопровождаются потерей управляемости. Поэтому в гоночной практике стараются никогда не доводить шины до полного износа, а прибегают к профилактической смене резины в ходе состязания. Срок службы покрышек и момент остановки у депо определяют заблаговременно во время тренировки на данной гоночной дороге, ибо износ протектора зависит от профиля пути. Чтобы гонщик мог заметить критическое состояние шины, между протектором и каркасом помещают тонкий слой резины белого цвета; появление белых полос на поверхности шины свидетельствует об ее износе и предупреждает о необходимости смены колес. Таким образом, покрышка — единственная деталь автомобиля, срок службы которой бывает заведомо недостаточным для покрытия полной дистанции гонки.

Таблица 42

Размеры шин

№ по пор.	Год	Фирма автомобиля	Тип автомобиля	Размер шин (наружный диаметр покрышки × толщина профиля)	
				передние	задние
1	1904	Бразье	Gordon Bennett	810×90 *мм*	820×120 *мм*
2	1906	Рено	Grand Prix	870×90 „	880×120 „
3	1908	Мерседес	„ „	870×90 „	880×120 „
4	1912	Пежо	„ „	880×120 „	895×135 „
5	1914	Мерседес	„ „	815×105 „	820×135 „
6	1924	„	„ „	29″×5″	31″×6″
7	1938	MG	1,1 л, рекордн.	19″×4,75″*	19″×5,35″*
8	1938	Мерседес-Бенц	Grand Prix	19″×6″*	22″×7″*
9	1938	Ауто Унион	„ „	19″×5,5″*	22″×7″*
10	1938	ERA	1,5 л	18″×5,25″*	18″×6″*
11	1939	Делаж	3 л, спорт.	18″×5,25″*	18″×6″*
12	1939	Мерседес-Бенц	1,5 л	17″×5″*	17″×7″*

* Здесь указан диаметр обода и профиль шины в дюймах.

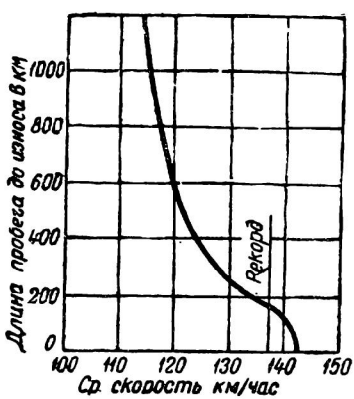
Иного взгляда в вопросе о замене изношенных шин придерживались до 1912—1914 гг.; непрочность шин не давала возможности хотя бы приблизительно предвидеть момент их выхода из строя и заставляла брать с собой целый комплект покрышек из 4—5 штук. Смена резины производилась в пути силами гонщика и его механика по мере надобности; такая работа требовала большого навыка и выдержки во избежание излишней потери времени при манипуляциях с покрышками на нелегкосъемных колесах. Профилактический метод, с одной стороны, уменьшил аварийность, а с другой, — дал возможность обходиться без механика, запасных колес и шин и, самое главное, применить узкие одноместные кузовы с малой площадью лобового сопротивления. Наиболее характерным фактом в эволюции гоночной покрышки следует считать постепенный переход к более толстому профилю (табл. 42). Но было бы глубоким заблуждением думать, что на быстроходных машинах применяются баллонные шины, т. е. пневматики низкого давления, получившие широкое распространение на обычных автомобилях. Низкое давление в шинах исключается из области автомобильных гонок по трем причинам: во-первых, оно увеличивает сопротивление качению колеса, во-вторых, оно ухудшает управляемость и может вызвать явление „шимми" и, наконец, в-третьих, — малое внутреннее давление ненадежно держит покрышку на ободе, не препятствуя ее соскакиванию или вырыванию бортов при заносе автомобиля. Последних двух дефектов можно полностью избежать, а первый из них свести до минимальной величины, если поддерживать в камерах достаточно высокое давление. У гоночных автомобилей типа Grand Prix выпусков

последних лет, например Мерседес-Бенц и Ауто Унион, давление составляет 4,5—5 *ат*, несмотря на большой профиль шин и малый общий вес заправленного автомобиля. Еще выше давление у автомобилей, предназначенных для установления абсолютного рекорда, — до 6—8 *ат*. Вообще говоря, все вышеупомянутые отрицательные факторы начинают проявляться в сильной степени, когда давление спускается ниже 2,5 *ат*. При выборе покрышек назначают минимальный размер профиля, допустимый по соображениям прочности и долговечности. Опыт показывает, что чем меньше ширина покрышки, тем меньше и сопротивление качению. В основе отмеченной ранее тенденции к постепенному усилению профиля лежит стремление конструкторов распределить касательное усилие на возможно большую площадь соприкосновения и тем самым уменьшить износ протектора. Эта мера приняла безотлагательный характер вследствие быстрого роста крутящих моментов двигателей после введения гоночной формулы 1934—1937 гг.

Задние покрышки обычно имеют больший профиль в соответствии с дополнительной нагрузкой от крутящего момента двигателя. Ширина шин автомобилей типа Grand Prix колеблется в пределах 5—6″ для передних колес и 5—7″ для задних, а диаметр ободов — от 18 до 22″.

При номинальной ширине профиля 7″ фактический размер доходит до $9^1/_4$″ (235 *мм*).

На основании практических наблюдений некоторые фирмы считают выгодным для спокойной работы машины и уменьшения износа протектора ставить обода задних колес большего диаметра—до 24″. Установка ободов большего диаметра применяется тогда, когда гоночный маршрут состоит из длинных прямых участков и допускает очень высокие средние скорости до 200 *км/час* и выше (Большой приз Триполи, трек Авус). Исключительно большие нагрузки от центробежной силы, которым подвержен протектор, заставляют выполнять его тонким во избежание его отрыва от каркаса и принести в жертву долговечность покрышки. У автомобиля MG 1,1 *л.* с максимальной скоростью до 320 *км/час* толщина протектора составляет около 3 *мм*. У специальных шин, изготовленных компанией Денлоп с расчетом на скорость 600 *км/час* (Айстон Роллс Ройс и Непир-Рельтон), она достигает всего лишь 0,5 *мм*. Минимальные потери на сопротивление качению обеспечивают покрышки с гладким протектором, без всякого рисунка. Такое устройство применяется в тех случаях, когда дело касается рекордных заездов. Дорожно-гоночные шины снабжают неглубоким частым узором, состоящим преимущественно из поперечных канавок. Последние способствуют передаче больших окружных усилий без буксования; продольные канавки увеличивают боковую устойчивость. В дождливую погоду хорошие результаты дает мелкая поперечная насечка с шагом 1,5—2 *мм*, нанесенная на протектор поверх основного рисунка. Выполнение подобной насечки, применяемой как средство против буксования и заносов, известно под названием процесса „зоммеризации".



Фиг. 84. Износ шин на Нюрбургском кольце в зависимости от средней скорости.

Несмотря на все усовершенствования техники изготовления шин, расход резины остается высоким. Износ покрышек в большой степени зависит от скорости движения автомобиля. Как показывают результаты опытов по определению срока службы покрышек на Нюрбургском кольце (фиг. 84), износ протектора увеличивается втрое при увеличении средней скорости всего лишь на 10% — от 118 до 130 *км/час*. По графику легко убедиться в необходимости профилактической смены резины на дистанциях порядка 500 *км*.

7. ТОРМОЗЫ

Эффективность действия тормозов в не меньшей мере способствует повышению средней скорости, чем форсирование двигателя. По характеру своей работы дорожно-

гоночный автомобиль почти все время пребывает в состоянии интенсивного разгона или торможения, мало используется на максимальной скорости и еще меньше движется с постоянной неполной скоростью. Торможение перед виражами, как правило, откладывается до последнего момента с тем, чтобы сэкономить хоть несколько секунд. На извилистых гоночных маршрутах тормозной путь может занимать до $35^0{}_0$ от всей дистанции. Отсюда нетрудно понять, какому тяжелому испытанию подвергаются тормозы в гонках и насколько высокими должны быть их эксплоатационные качества. Для гоночных автомобилей особенно важны следующие качества тормозов.

1. Мощное действие при относительно небольшом усилии на педаль во избежание утомления водителя.

2. Соответствующее распределение тормозного усилия между колесами, учитывающее приходящиеся на них нагрузки. При отсутствии этого качества автомобиль становится неуправляемым во время торможения и обнаруживает сильную склонность к заносам.

3. Равномерный износ колодок и сохранение тормозного эффекта в пределах ограниченного срока службы.

4. Хорошее охлаждение барабанов и колодок, так как живая сила автомобиля при торможении трансформируется в теплоту.

5. Малый вес: чем легче неподрессоренные части, тем меньше износ резины и тем лучше автомобиль держит дорогу, так как гироскопический эффект при колебаниях колес уменьшается с уменьшением их момента инерции.

Кроме того, желательно, чтобы конструкция тормозов допускала быструю смену колодок в случае необходимости. В этом отношении заслуживает внимания устройство, применявшееся известной фирмой Бугатти, в котором легкосъемные колеса вместе с тормозным барабаном были целиком отлиты из алюминиевого сплава, а внутрь барабанов запрессовывались стальные втулки, которые служили рабочей поверхностью для колодок. При таком устройстве после снятия колеса можно было заменить колодки в течение 1—2 минут. Эта конструкция колес, помимо доступности тормозов, обеспечивает интенсивное рассеивание тепла барабанов встречным потоком воздуха.

Первое из перечисленных выше требований выполняется применением тормозов очень больших размеров. На автомобилях типа Grand Prix диаметр тормозных барабанов в большинстве случаев приближается к внутреннему диаметру обода колеса. Как известно из теории автомобиля, в момент торможения происходит перераспределение нагрузки между осями, причем передние колеса нагружаются больше, нежели задние. Учитывая это обстоятельство, некоторые фирмы (например Мазерати и Остин) делают передние тормозы большего диаметра, а компания Миллер в 1923 г. выпустила гоночный автомобиль совсем без задних тормозов. Последнее, разумеется, годится только для трековых гонок, так как пренебрежение сцепным весом задних колес несомненно идет в ущерб тормозному эффекту. В виде иллюстрации приведем диаметры тормозов трех зарекомендовавших себя гоночных автомобилей типа Grand Prix.

Мазерати, 3 *л*, передние барабаны 407 *мм*, задние 356 *мм*.

Делаж, 1,5 *л*, передние барабаны 430 *мм*, задние 430*мм*.

Альфа Ромео, 4,2 *л*, передние барабаны 400 *мм*, задние 400 *мм*.

Ширина колодок заключается в пределах 35—45 *мм*.

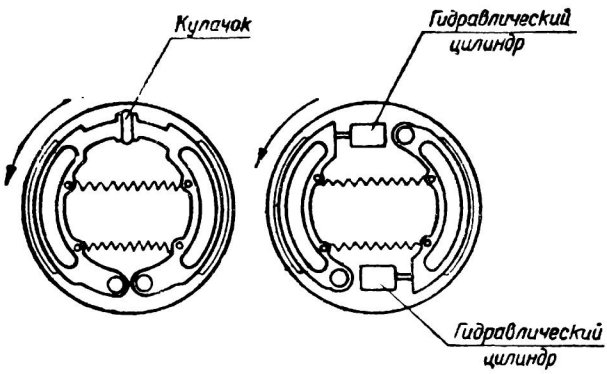
Нужное распределение силы давления на педаль между всеми колесами легко достигается при гидравлическом приводе тормозов. Такая система привода показала более высокие качества по сравнению с механическими приводами рычажного типа (балансирные компенсаторы). Этим и объясняется ее широкое распространение на спортивных автомобилях.

Каждая колодка обычно имеет самостоятельный тормозной цилиндр, как показано на правой схеме фиг. 85. Преимущества такой конструкции можно выяснить, если сопоставить обе схемы, изображенные на той же фигуре. Слева представлен нормальный тормоз с двумя раздвижными колодками и общим средьним кулачком. Аналитическое исследование его работы устанавливает, что если барабан вращается против часовой стрелки, то после поворота кулачка при нажатии на педаль левая колодка (назовем ее условно „ведущей", а правую колодку „ведомой") стремится

заклиниться и прижимается к барабану сильнее, чем правая. Следовательно, ее тормозной эффект больше, но зато увеличивается и износ ее обшивки, а также появляется несимметричная деформация барабана. Сила нажатия ведущей колодки может быть на 50—60% больше, чем сила нажатия ведомой колодки.

Естественным развитием обычной системы явились тормозы с двумя ведущими колодками (правая схема). Достоинства этих тормозов можно сформулировать следующим образом:

1. Давление обеих колодок на тормозной барабан получается одинаковым.
2. Износ обшивки распределяется поровну на каждую колодку.

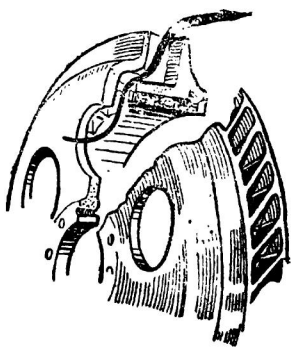


Фиг. 85. Схемы тормозов.

3. Тормозной момент увеличивается на 50—60%.
4. Деформация барабана меньше.
5. Температура барабана и тормозной обшивки снижается благодаря равномерному распределению нагрузки по периферии и незначительности деформации барабана.

В общем итоге тормоз с двумя ведущими колодками при тех же габаритных размерах получается более мощным, износостойким и долговечным и требует меньшего усилия на тормозную педаль. Единственный недостаток описанного типа тормозов состоит в увеличенном количестве его деталей, а значит, и в большей стоимости изготовления, что в отношении спортивных автомобилей играет второстепенную роль.

Интенсивное и частое торможение в шоссейных гонках требует создания эффективной вентиляционной системы для охлаждения барабанов и колодок. Если это условие не соблюдено, то может наступить перегрев тормозов со всеми вытекающими последствиями до оплавления алюминиевых колодок включительно, как это наблюдалось на 1000-сильном рекордном автомобиле Сенбим. Отвод тепла осуществляется встречным потоком воздуха, входящего в барабан через специальные раструбы, предусмотренные на передней части диска тормозных колодок. Для выхода воздуха на задней стороне диска устраивают ряд прорезей. Быстрое рассеивание тепла достигается также развитой системой ребер, отлитых на внешней поверхности барабанов. Чтобы предупредить засорение тормоза дорожной пылью и мелкими камнями, отверстие приемного раструба затягивают частой сеткой.

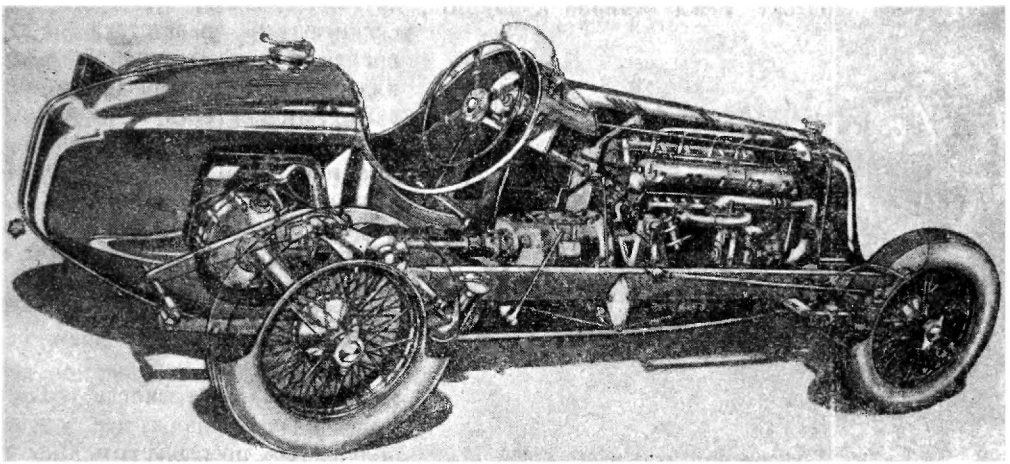

Фиг. 86. Устройство охлаждения тормозов гоночных автомобилей Мерседес-Бенц.

Оригинально разрешена проблема охлаждения тормозов (фиг. 86) у автомобилей Мерседес-Бенц типа Grand Prix 1939 г. Воздух проникает в барабан через круглые отверстия на его боковой поверхности, а затем под действием центробежной силы выходит по радиальным каналам на периферии, омывая самую нагретую поверхность тормоза.

Материалом для изготовления барабанов, колодок и дисков колодок почти всегда служат алюминиевые сплавы вследствие их малого удельного веса и высокой теплопроводности. Некоторые фирмы, например Мерседес-Бенц и Ауто Унион, предпочитают отливать эти детали из еще более легкого сплава — электрона. Внутрь тормозных барабанов, отлитых из легких сплавов, запрессовывают или вставляют при подготовке литейной формы стальные лейнеры (втулки). Эти лейнеры выполняют функции рабочей поверхности.

8. ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЕЙ

Быстрый рост скорости автомобилей в последние годы заставил конструкторов подвергнуть коренному пересмотру методы эластичной подвески колес и осей к раме. В дорожных состязаниях современные гоночные автомобили достигают скорости 290 — 310 *км/час*. Само собой разумеется, что на такой скорости автомобили должны хорошо держать дорогу и обладать очень большой устойчивостью при движении по прямым и криволинейным участкам пути для того, чтобы гарантировать водителю необходимую безопасность. Эти качества были получены в результате применения некоторых вариантов конструкции независимой подвески колес. Принцип независимой подвески показал на гоночных автомобилях столь неоспоримые преимущества перед классической системой жестких осей, что вызвал самое широкое распространение этого принципа на быстроходных стандартных автомобилях серийной продукции. Подавляющее большинство европейских гоночных автомобилей, изготовленных, начиная с 1934 г., имеет независимую подвеску передних колес; многие фирмы вкладывают ту же идею в подвеску задних колес. Исключение из общего правила составляют США, где до второй мировой войны почти



Фиг. 87. Трехлитровый гоночный автомобиль Мазерати с классической подвеской на четырех полуэллиптических рессорах.

Двигатель имеет восемь цилиндров в ряд и два верхних распределительных вала. Мощность 270 *л. с.* при 5800 об/мин. Максимальная скорость около 265 *км/час*. Коробка передач преселективная, системы Вильсон. Топливный бак в хвосте кузова. Масляный бак под сиденьем водителя. Тормозы гидравлические.

все гоночные автомобили были снабжены подвеской старого типа с жесткими осями. Кроме того, старая система встречается еще на малолитражных автомобилях преимущественно английского происхождения с рабочим объемом двигателей до 1,1 *л*.

В нашу задачу не входит детальный разбор принципов построения кинематических схем и конструкций независимых подвесок, в которых существует большое разнообразие. Эти вопросы уже перешли из области спортивной техники в сферу техники нормального автомобильного производства. Поэтому мы ограничимся здесь рассмотрением преимуществ независимой подвески, обеспечившей гоночным автомобилям высокие эксплоатационные качества, и кратким обзором ее основных конструктивных разновидностей.

Примерно до 1934 г. все гоночные автомобили строились со сплошными неразрезными передними и задними осями, подвешенными к раме на четырех листовых рессорах того или иного типа (фиг. 87). При большой массе неподрессоренных частей удавалось получить устойчивый ход автомобиля только путем увеличения жесткости рессор, хотя такое мероприятие обрекало гонщика на крайне утомительную тряску и шло в ущерб сцеплению колес с дорогой, вызывая подскакивание автомобиля на неровностях пути. После введения независимой подвески эти

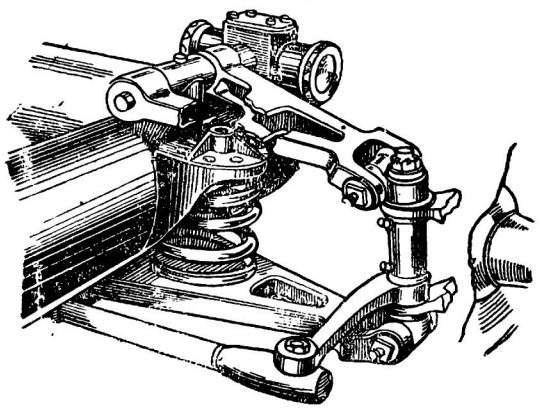
дефекты если и не были устранены полностью, то по крайней мере потеряли свою остроту. Достоинства независимой подвески колес сводятся к следующему:

1. Вес неподрессоренных частей как передней, так и задней подвески может быть значительно уменьшен. Колеса шарнирно присоединяются к раме на одном или двух легких, коротких балансирных рычагах вместо массивной общей оси; главная передача вместе с дифференциалом жестко укрепляется на раме, т. е. становится в таких конструкциях подрессоренной частью.

2. Вследствие легкости неподрессоренных масс жесткость пружинящих элементов подвески можно уменьшить, не опасаясь ударов в раму. Езда на гоночных автомобилях, снабженных независимой подвеской, менее утомительна.

3. Отсутствие общей оси исключает взаимодействие колес при их перемещениях, обусловленных профилем дороги, и способствует устранению опасных колебательных движений колес, известных под названием „шимми". Это весьма существенный момент, так как появление „шимми" на высокой скорости может привести к потере управляемости. Для устранения явления „шимми" независимая подвеска должна применяться в сочетании с соответствующей конструкцией рулевого механизма (с разрезной поперечной тягой или двумя продольными рулевыми тягами).

4. Малый вес неподрессоренных деталей и мягкость подвески обеспечивают постоянный контакт между шиной и дорогой, другими словами, колеса не подскакивают на препятствиях, а все время сохраняют соприкосновение с полотном дороги. На поверхности контакта колеса с дорогой приложено окружное усилие, необходимое для преодоления всех видов сопротивления, встречаемых автомобилем (сопротивление качению, воздуха, подъема и инерция). Следовательно, постоянный контакт между шиной и дорогой означает, что движущее усилие действует непрерывно. При жесткой подвеске, когда колеса подскакивают, движущее усилие получается прерывистым. Благодаря хорошему сцеплению с дорогой автомобили с независимой подвеской имеют более интенсивный разгон и лучше тормозятся, а на неровном пути даже могут показать более высокую максимальную скорость. Хорошее сцепление управляемых колес благоприятно отражается на управлямости автомобиля.



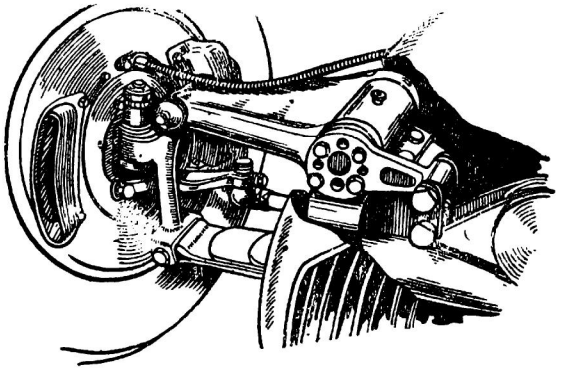
Фиг. 88. Передняя подвеска трехлтирового гоночного автомобиля Мерседес-Бенц.

5. Постоянный контакт с дорогой уменьшает износ резины. Если ведущее колесо теряет соприкосновение с дорогой, то в силу свойств дифференциала мощность двигателя затрачивается на бесполезный разгон колеса. Когда колесо снова соприкасается с дорогой, то происходит неизбежная пробуксовка, пока не устанавливается соответствие между скоростью поступательного движения автомобиля и угловой скоростью колеса. Чтобы сократить износ шин, некоторые фирмы строили машины без дифференциалов, но в таком случае пробуксовка имеет место на поворотах, ибо колеса проходят пути различной длины.

По конструктивным признакам независимые подвески можно разбить на две основные группы: во-первых, подвески с качанием колес в плоскости, перпендикулярной к продольной оси автомобиля и, во-вторых, подвески с качанием колес, в плоскости, параллельной продольной оси автомобиля. Поясним эту классификацию несколькими конкретными примерами. На фиг. 88 показана передняя подвеска гоночного автомобиля Мерседес-Бенц типа Grand Prix 1939 г., выполненная с качанием колес в поперечной плоскости. В этой конструкции шкворень поворотной цапфы колеса шарнирно присоединен к двум поперечным балансирным рычагам, которые в свою очередь шарнирно укреплены на лонжероне рамы. Между кронштейном рамы и нижним балансирным рычагом помещена короткая спиральная

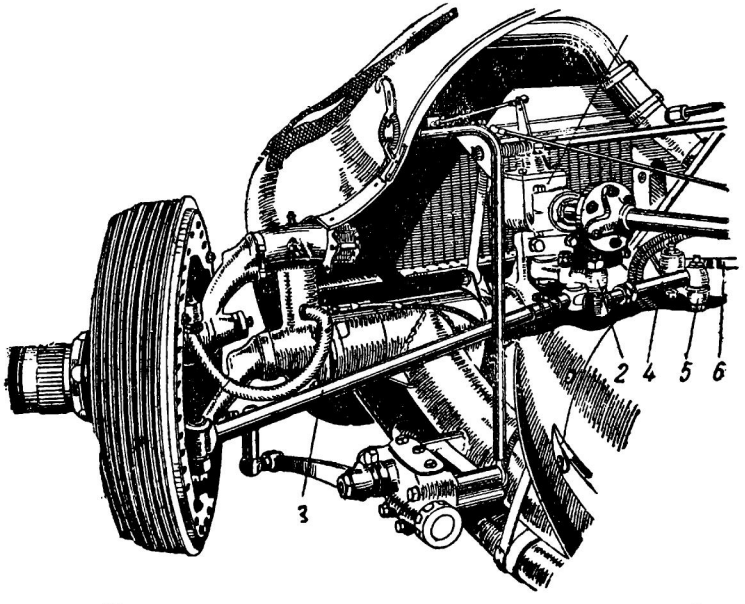
пружина, работающая на сжатие. Ось качания верхнего балансирного рычага связана с гидравлическим амортизатором поршневого типа.

Иногда один или оба балансирных рычага заменяют поперечными рессорами (фиг. 89), как это, например, принято на автомобиле Тальбо Grand Prix 1939 г. Здесь колебания колес гасятся фрикционным амортизатором типа Трюффо. Так же как в предыдущем примере, амортизатор связывается с осью верхнего балансирного рычага, но с добавлением промежуточного рычажка и серьги.



Фиг. 89. Передняя подвеска гоночного автомобиля Тальбо

К устройствам второго типа, т. е. к подвескам с качанием колес в продольной плоскости, относится показанная на фиг. 90 подвеска автомобилей Ауто Унион. В этом случае шкворень поворотной цапфы колеса подвешивается к раме на двух продольных балансирных рычагах с осью качания, перпендикулярной к продольной оси автомобиля, причем роль пружинящего элемента играют стержневые рессоры, работающие на скручивание, скрытые в передней трубчатой поперечине рамы. На той же фигуре видно расположение гидравлического поршневого амортизатора на лонжероне рамы и его связь с нижним балансирным рычагом подвески. Некоторые фирмы предпочитают подвешивать колесо на одном более массивном рычаге, как показано на фиг. 81,



Фиг. 90. Передняя подвеска и рулевое управление автомобиля Ауто Унион типа Grand Prix.

на которой изображен полуторалитровый гоночный автомобиль Альта. Кроме того, здесь можно видеть стержневые рессоры, занимающие всю длину трубчатых поперечин на переднем и заднем концах рамы. Стержневые рессоры за последнее время получили широкое распространение. Стержневые рессоры имеют следующие особенности: 1) их вес меньше, чем у листовых рессор, 2) их работа совершенно не зависит от смазки, 3) они могут быть удобно расположены как поперек, так и вдоль рамы, и, наконец, 4) они не обладают амортизирующим эффектом из-за отсутствия

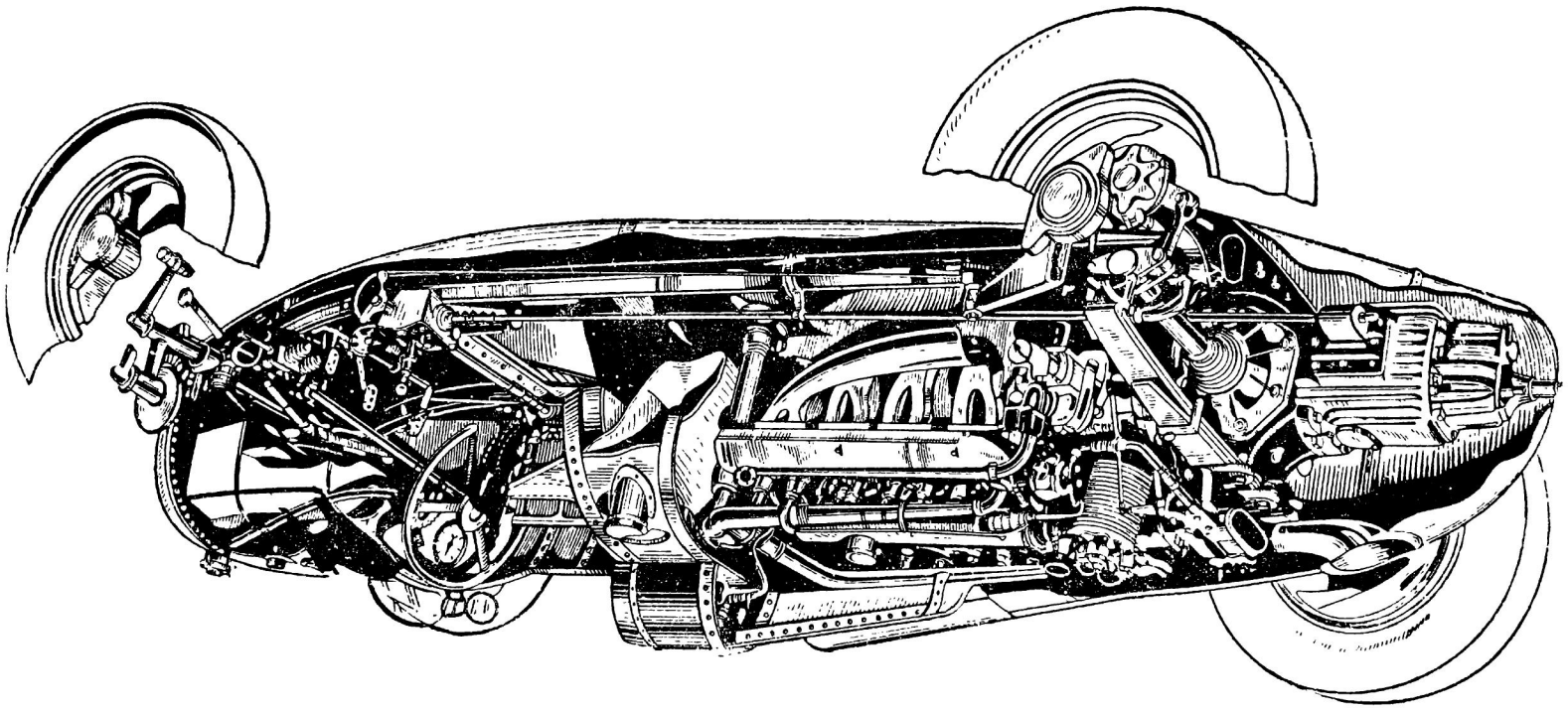
трения, подобного трению между отдельными листами в обычных рессорах. Последнее обстоятельство в известном смысле является недостатком, так как амортизаторы должны быть выполнены более мощными.

Поперечное расположение стержневых рессор было продемонстрировано выше на примере автомобилей Ауто Унион и Альта. Продольные стержневые рессоры ставятся в тех случаях, когда по характеру устройства подвески колеса совершают колебание в поперечной плоскости, т. е. подвешиваются на поперечных балансирных рычагах. Стержневая рессора одним концом соединяется с осью качания балансирного рычага и как бы представляет собой ее продолжение, а другим концом наглухо закрепляется в кронштейне на лонжероне рамы. Таким образом, при колебаниях колеса стержневая рессора, расположенная параллельно лонжерону рамы, будет скручиваться.

К недостаткам стержневых рессор следует отнести их неспособность к восприятию толкающих усилий и скручивающей реакции от тормозов и крутящего момента на полуосях. Листовые рессоры, наоборот, можно успешно использовать для передачи толкающего усилия и поглощения реакции. В частности подвеска неразрезных задних мостов у гоночных автомобилей почти всегда осуществляется по системе Гочкисс, другими словами, толкающие и скручивающие усилия воспринимаются только листовыми рессорами без помощи каких-либо дополнительных тяг, рычагов или карданных труб. Поэтому карданный вал делается открытым с двумя шарнирами по концам; подобный вариант обеспечивает простоту и, самое главное, минимальный вес неподрессоренных частей. Все же изредка применяют систему передачи толкающих и скручивающих усилий карданной трубой (ERA 1,5 *л*). Картер заднего моста изготовляют из алюминиевых сплавов для облегчения неподрессоренных частей.

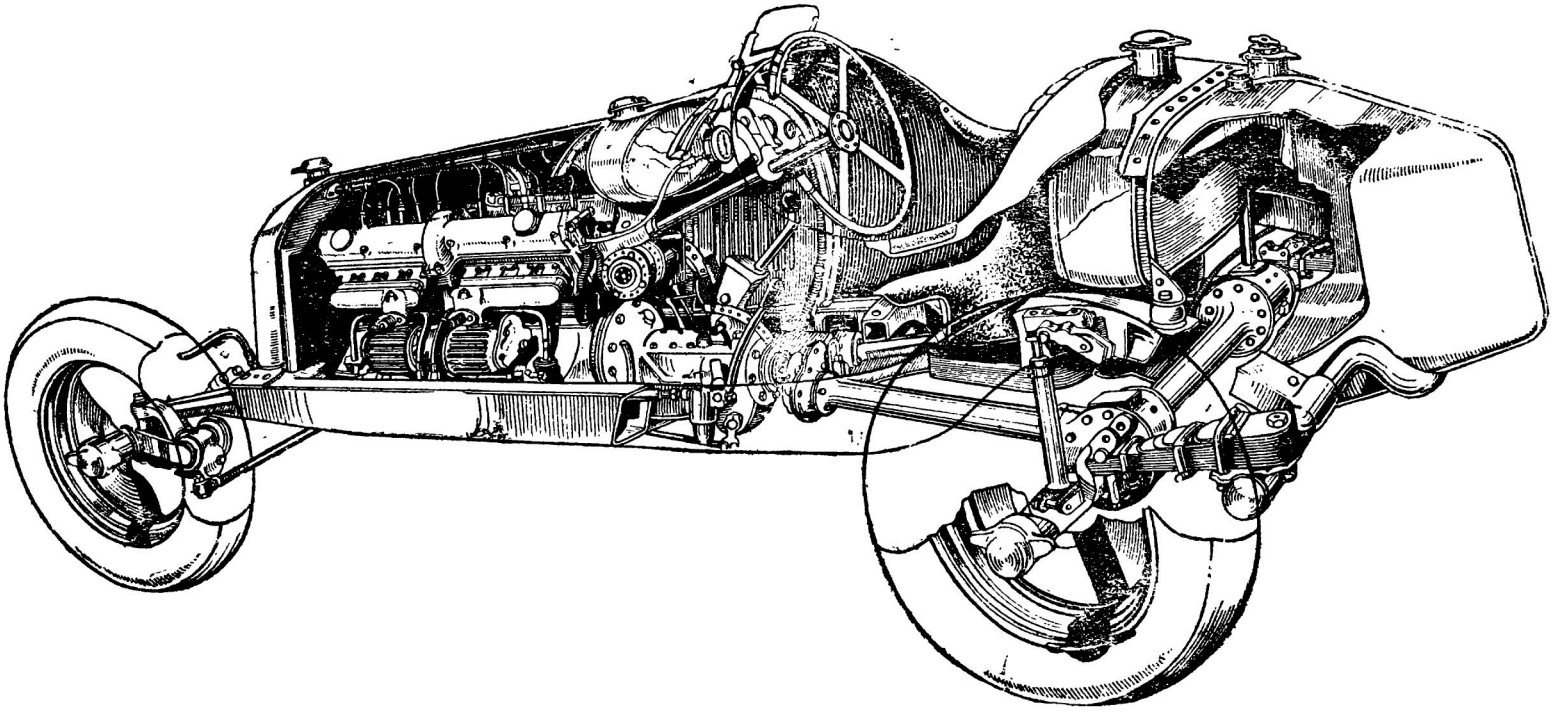
Вообще говоря, подвеска задних колес претерпела за последнее время несколько иную эволюцию, нежели подвеска передних колес. Когда определились все преимущества передней независимой подвески, у конструкторов появилось вполне естественное желание использовать тот же принцип для задних колес. Многие гоночные автомобили выпуска 1933 — 1935 гг. были снабжены так называемыми качающимися полуосями. Сущность этой системы, как показано на фиг. 91, состоит в том, что дифференциал с главной передачей жестко закрепляется на раме, а колеса получают вращение посредством двух полуосей, снабженных карданным шарниром около картера главной передачи. Такое устройство позволяет задним колесам совершать вполне независимые качания относительно центра, совпадающего с центром карданного шарнира. Разумеется, движения колес направляются не полуосями, а специальными балансирными рычагами (фиг. 91), рессорами или качающимися кожухами. Казалось бы, здесь соблюдены все условия, необходимые для удовлетворительной работы независимой подвески колес. Однако на практике выяснилась иная картина. При колебаниях колес концы полуосей описывают дуги относительно малого радиуса в поперечной плоскости, ширина колеи меняется и, стало быть, перемещается точка соприкосновения шины с дорогой. Помимо того, согласно законам механики, возникает гироскопический момент, действующий в горизонтальной плоскости. В сумме оба эффекта стремятся отклонить автомобиль от направления его движения, т. е. нарушают устойчивый ход и управляемость. Можно ослабить эти недостатки, увеличив жесткость рессор, и тем самым ограничить амплитуду колебания колес, но такое мероприятие равносильно отказу от одного из основных достоинств независимой подвески.

После того как выяснились все дефекты подвески с качающимися полуосями, эволюция подвески задних колес вступила в новую фазу своего развития. По примеру фирмы Мерседес-Бенц на многих гоночных автомобилях была введена система подвески, известная под названием подвески типа де-Дион. Принцип ее устройства показан на фиг. 94 и 95. Картер дифференциала и главной передачи укреплен на раме, а колеса насажены на общую трубчатую ось изогнутой формы. Крутящий момент передается колесам от дифференциала при помощи поперечных карданных валов с шарнирами по обоим концам. На схеме 1 фиг. 94 изображена связь между задней осью и рамой автомобиля Мерседес-Бенц. Толкающие усилия и скручивающая реакция при торможении воспринимаются двумя упорными тягами. Передние концы этих тяг шарнирно закреплены на лонжеронах рамы. В поперечном направлении ось фиксируется шаровым пальцем, соединенным с осью и движущимся в



Фиг. 91. Гоночный шестилитровый автомобиль Ауто Унион (табл. 30, № 40).

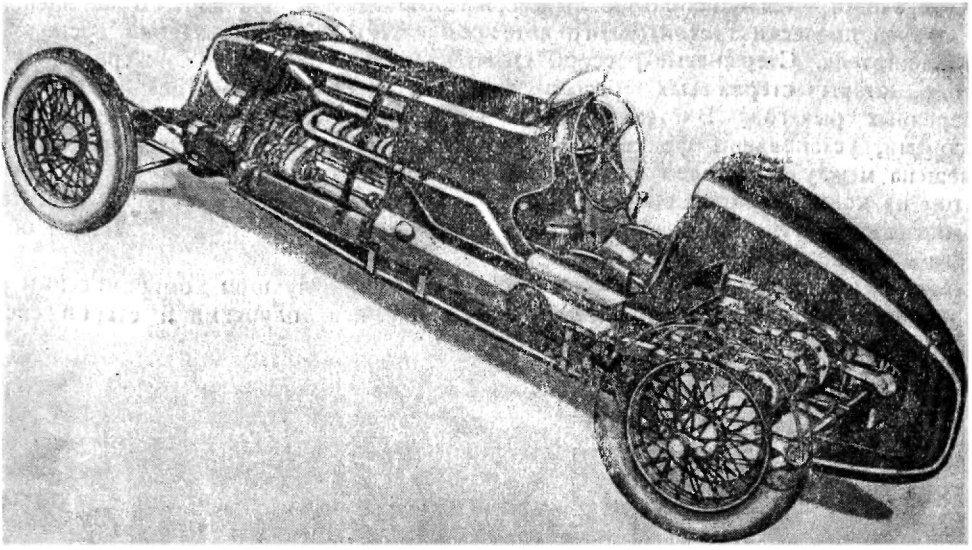
Передача к задним кодесам качающимися полуосями, подвеска задних колес на поперечной рессоре. Подвеска передних колес так же, как на фиг. 90.



Фиг. 62. Грехлитровый гоночный автомобиль Альфа Ромео.

Передняя подвеска независимая на продольных балансирных рычагах, задняя — обычная, на четвертьэллиптических рессорах. Передача двумя диагональными карданными валами по схеме III фиг. 74.

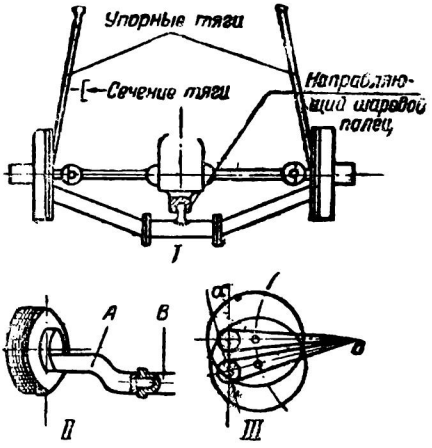
вертикальной направляющей. Эта направляющая конструктивно объединена с картером главной передачи. Если представить себе, что одно из задних колес приподнимается, наезжая на препятствие, а другое сохраняет свое нормальное положение, как показано на схеме III фиг. 94, то крайние сечения оси должны повернуться



Фиг 93. Гоночный автомобиль Фрезер Неш (табл. 30, № 10).

Передняя подвеска на полуэллиптических рессорах, задняя на четвертьэллиптических. Как редкое исключение этот автомобиль имеет цепную передачу. Задняя ось связана с промежуточным поперечным валом четырьмя роликовыми цепями. Включением той или иной цепи посредством кулачковых муфт получаются четыре различные передачи.

на некоторый угол α одно относительно другого. Поэтому трубчатая ось обычно делается составной из двух частей A и B (схема II, фиг. 94), шарнирно соединенных между собой с таким расчетом, чтобы обе части могли совершать самостоятельные угловые перемещения.



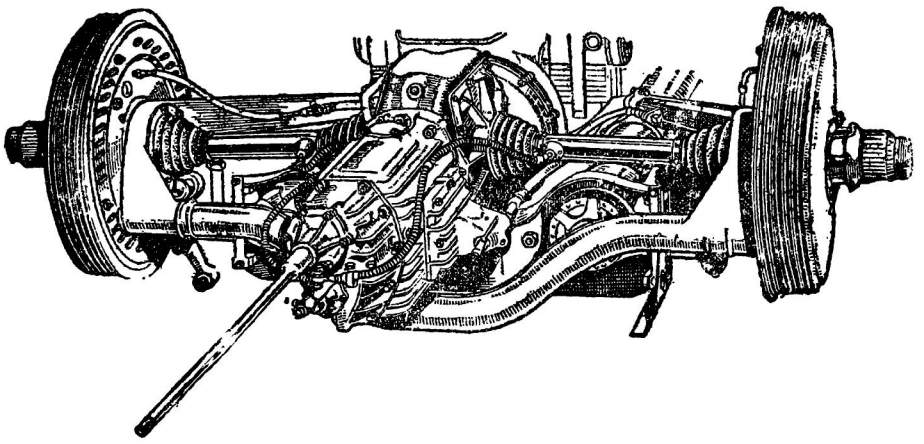
Фиг. 94. Схема устройства задней оси гоночного автомобиля Мерседес-Бенц 3 л.

Характер кинематической связи между задней осью и рамой в подвесках типа де Дион имеет еще и другие особенности. Возвращаясь к тому случаю, когда одно из колес преодолевает препятствие, приходится констатировать, что упорные тяги испытывают деформацию скручивания Во избежание поломки тяг, их поперечному сечению, как показано на схеме I, фиг. 94, придают незамкнутую (например швеллерную) форму. Такие тяги обладают достаточной жесткостью для того, чтобы воспринимать толкающие усилия и реакцию тормозного момента, и в то же время допускают большую деформацию при скручивании. Подъем одного из колес при переходе через препятствия сопряжен с изменением базы на одной стороне автомобиля, так как втулки колес описывают дуги, центром которых является точка закрепления переднего конца упорной тяги (см. схему III, фиг. 94). Следовательно, геометрическая ось задних колес не остается перпендикулярной к продольной оси автомобиля, а совершает колебания в горизонтальной плоскости. Это обстоятельство не влияет на устойчивый ход автомобиля вследствие незначительности амплитуды горизонтальных колебаний оси, обусловленной большой длиной упорных

тяг 750—1000 *мм*. К тому же полная величина вертикального перемещения центра колеса обычно не превышает 150 *мм*.

В системе подвески де-Дион можно применять любые конструктивные формы пружинящего элемента (листовые рессоры, спиральные пружины или стержневые рессоры). В наиболее удачных конструкциях подвески такого типа—Мерседес-Бенц и Ауто Унион — были использованы стержневые рессоры. На фиг. 95 дан внешний вид задней подвески трехлитрового автомобиля Ауто Унион с задним расположением двигателя. Стержневые рессоры скрыты внутри трубчатых лонжеронов рамы Задние концы стержневых рессор соединяются с концами оси посредством поперечных рычагов. В тех местах, где поперечные рычаги соединены с рессорами, установлены фрикционные амортизаторы Трюффо. Главная передача помещена между двигателем и коробкой передач. Длинный тонкий валик с квадратом на конце, выходящий из коробки передач, служит для запуска двигателя переносным стартером. Конец пускового валика выходит за пределы заднего обтекателя кузова.

Подвеска системы де-Дион оказалась на практике лучшим компромиссным решением между независимой подвеской с качающимися полуосями и старой систе-



Фиг. 95. Подвеска задних колес типа де-Дион у гоночного автомобиля Ауто Унион 3 *л* с задним расположением двигателя.

мой с неподрессоренной главной передачей. С одной стороны, конструкция де-Дион позволяет намного снизить вес неподрессоренных частей и тем самым сохранить основные преимущества независимой подвески, а с другой,—отпадают недостатки, свойственные трансмиссиям с короткими качающимися полуосями.

Подвеска де-Дион в сочетании с мощными амортизаторами дает возможность сохранить мягкие рессоры с большими прогибами, благодаря чему удается почти совсем исключить потерю контакта между колесом и дорогой. В результате хорошего сцепления ведущих колес автомобили с подвеской де-Дион показали значительно лучшие ездовые качества. Оказалось возможным итти на виражах с более высокой скоростью без заноса, позднее начинать торможение перед виражами и раньше давать газ на выходе из виража, причем износ резины стал несколько меньше. По утверждению некоторых известных фирм преимущества конструкции подвески позволили автомобилям типа Grand Prix 1938—1939 гг. развивать почти такие же средние скорости, какие были доступны типам Grand Prix 1937 г. с вдвое большим литражем; иными словами, усовершенствование подвески компенсировало снижение мощности на 150—200 *л. с.*

Некоторые автодромы овальной формы имеют кривизну во всех точках. Двигаясь по такому автодрому, автомобиль все время находится под действием центробежной силы и перегружает рессоры на стороне внешней по отношению к центру кривизны. Для того чтобы избежать наклона кузова, на специальных трековых автомобилях правые рессоры иногда делают более жесткими, чем левые, так как движение по треку всегда происходит против часовой стрелки, если смотреть

сверху. У неподвижного автомобиля правая сторона кузова немного приподнята; на ходу под действием центробежной силы кузов занимает правильное горизонтальное положение. Правда, нельзя совсем устранить наклон кузова, ибо кривизна трека, а значит, и центробежная сила имеет переменную величину.

Как было показано на многих примерах, все подвески гоночных автомобилей снабжаются мощными амортизаторами преимущественно гидравлического и реже — фрикционного типа. Водитель должен иметь возможность менять сопротивление амортизаторов на ходу, по мере расходования запасов топлива, т. е. по мере изменения нагрузки. С этой целью часто применяется централизованная регулировка амортизаторов с места водителя (так называемый телеконтроль).

9. МЕХАНИЗМ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

При независимой подвеске передних колес рулевой механизм приобретает новые конструктивные формы. Поперечная рулевая тяга не может быть сохранена, так как она жестко связывает колеса и потому нарушает самый принцип независимых перемещений колес. В настоящее время используют две основные разновидности рулевых механизмов. О первой из них можно составить себе понятие по фиг. 90, где изображена передняя часть автомобиля Ауто Унион с двигателем на заднем конце рамы. Картер передачи *1* рулевой колонки помещен в середине рамы у передней поперечины, причем ось рулевой сошки занимает вертикальное положение. К рулевой сошке *2* на разных радиусах присоединены две поперечные тяги: левая *3* шарнирно сочленяется с рычагом поворотной цапфы левого колеса; вторая промежуточная тяга *4* присоединена к промежуточной рулевой сошке *5*. Эта сошка связана с рычагом поворотной цапфы правого колеса посредством правой поперечной тяги *6*. Радиусы присоединения правой и левой поперечных тяг к сошкам одинаковы, как того требует кинематика рулевого механизма. Если не встречается препятствий конструктивного характера, то правая и левая поперечные тяги могут быть присоединены непосредственно к средней рулевой сошке, выполненной с двумя ушками на одном и том же радиусе; тогда необходимость в промежуточной поперечной тяге и дополнительной сошке отпадает.

Вторая разновидность рулевых механизмов представляет собой развитие нормальной системы, применяемой при подвеске передних колес на общей жесткой оси. На рулевую колонку насаживаются два червяка, один с правым, а другой с левым направлением витков: каждый червяк сцепляется с самостоятельным зубчатым сектором. Горизонтальные оси секторов выведены из картера рулевой передачи в разные стороны за пределы лонжеронов рамы; на каждый конец оси надета рулевая сошка, соединенная самостоятельной продольной рулевой тягой с рычагом поворотной цапфы соответствующего колеса. Таким путем удается избавиться от поперечной рулевой тяги. Колебания колес сопровождаются качательными движениями продольных рулевых тяг. Перемещения колеса и тяги на одной стороне рамы совершенно независимы от характера работы тех же деталей на другой стороне.

Передаточное отношение рулевого механизма выбирается более низким по сравнению с таковым у стандартных автомобилей. Это делается потому, что гонщик должен чрезвычайно быстро реагировать на заносы и всякие случайные отклонения автомобиля от прямого пути.

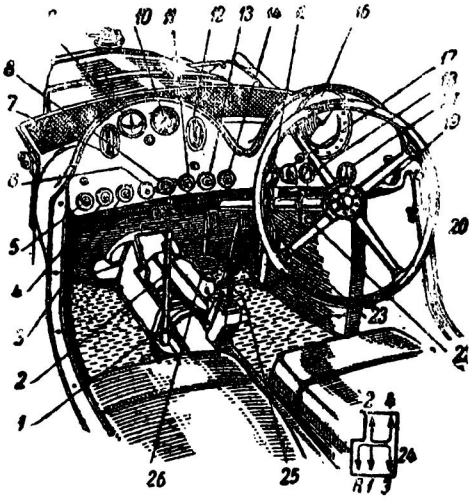
Толчки от неровностей дороги передаются рулевому колесу, вызывая утомление водителя. В виде превентивной меры употребляют рулевые колеса с рессорными спицами, изготовленными из нескольких тонких пружинных стержней (проволоки).

Конструкция одноместных узких кузовов нередко создает для гонщика неудобства при посадке в автомобиль и выходе из него. В этих случаях рулевое колесо делается съемным и соединяется с рулевой колонкой после посадки гонщика. Конечно, способ крепления должен допускать мгновенную постановку или снятие колеса и должен быть абсолютно надежным.

10. КОНТРОЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

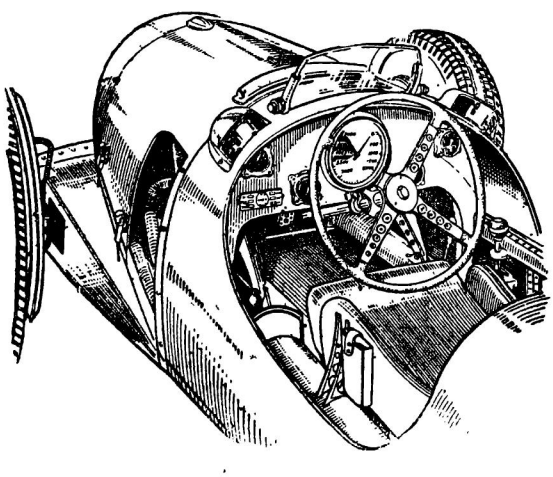
Прежде, когда кузовы гоночных автомобилей делались двухместными, считали необходимым помещать на контрольной доске много различных приборов. Механик следил за показаниями приборов и по мере надобности регулировал работу двига-

теля и прочих механизмов, а гонщик был занят почти исключительно управлением автомобилем. Таким образом большое количество контрольных приборов позволяло предотвратить аварии двигателя и увеличивало надежность автомобиля в условиях форсированной езды. После перехода на одноместные кузовы положение резко изменилось. Максимальные скорости автомобилей типа Grand Prix возросли до 250—300 *км/час*. Поэтому теперь внимание гонщика больше чем когда-либо должно быть сконцентрировано на управлении и наблюдении за конкурентами. Изредка бросить беглый взгляд на один из приборов — это все, что может сделать гонщик при современной быстроходности автомобилей. В связи с необходимостью отказаться от механика и новыми условиями работы, в которых все механизмы должны безотказно действовать при почти полном отсутствии контроля в пути, конструкторам пришлось основательно поработать над проблемой надежности двигателей и свести к минимуму число контрольных приборов, оставив только самые необходимые под наблюдением водителя. Кроме счетчика числа оборотов (тахометра), наиболее существенными следует считать приборы, контролирующие системы смазки и охлаждения двигателя. Правильность циркуляции масла проверяется манометром в тех случаях, когда коленчатый вал и шатуны смонтированы на гладких подшипниках. Давление поддерживается 4—8 *ат*. Если же коленчатый вал и шатуны работают на роликах, давление не является показательным фактором и обычно не бывает высоким; в частности, на двигателях Мерседес-Бенц типа Grand Prix 1938 г. давление едва достигает 0,3 *ат*. На этих автомобилях контроль работы системы смазки осуществляется замером температуры масла в картере при помощи термометра со шкалой, установленной на контрольной доске автомобиля. Второй термометр показывает температуру охлаждающей воды и служит дополнительным средством для проверки теплового состояния двигателя.



Фиг. 96. Расположение контрольных приборов двухместного гоночного автомобиля MG 0,75 *л*.

Этот автомобиль имеет полное электрооборудование, так как он предназначен для продолжительных гонок (24 часа): *1* — регулировка ручного тормоза; *2* — рычаг ручного тормоза, *3* — выключатель зажигания, *4* — выключатель топливной помпы № 1; *5* — выключатель топливной помпы № 2; *6* — кнопка стартера; *7* — указатель уровня топлива; *8* — выключатель указателя уровня топлива; *9* — амперметр; *10* — часы; *11* — выключатель боковых фар и заднего фонаря; *12* — указатель уровня масла; *13* — выключатель левой главной фары; *14* — выключатель правой главной фары; *15* — масляный термометр; *16* — тахометр; *17* — переключатель зажигания; *18* — масляный манометр; *19* — термометр для воды; *20* — кнопка сигнала, *21* — манометр давления наддува; *22* — опережение зажигания; *23* — педаль акселератора; *24* — положения рычага переключения передач; *25* — рычаг переключения передач; *26* — регулировка ножного тормоза.



Фиг. 97. Расположение контрольных приборов гоночного автомобиля Ауто Унион 6 *л*.

Основная цель установки тахометра состоит в том, чтобы не позволить гонщику „перекрутить" двигатель во время разгона на промежуточных передачах, т. е. не дать превысить максимально допустимое число оборотов. Предельное число оборотов отмечается на шкале красной чертой. Удобный быстрый отсчет показаний приборов обеспечивается большими размерами шкал и циферблатов. В качестве типичных примеров на фиг. 96 и 97 представлено расположение контрольных приборов и органов управления двухместного

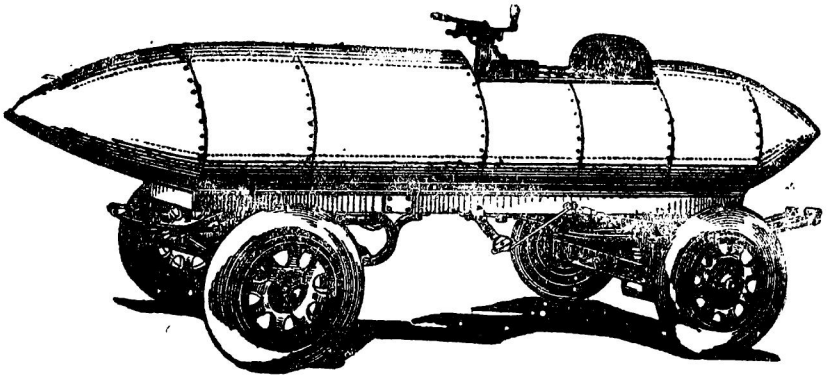
автомобиля MG 0,75 *л* и одноместного шестилитрового автомобиля Ауто Унион типа Grand Prix.

Для наблюдения за конкурентами, идущими сзади, большинство гоночных автомобилей снабжено ретровизорами — выпуклыми зеркалами, укрепленными по бокам кузова. На переднюю сторону ретровизора надевают легкий алюминиевый обтекатель (фиг. 97).

ГЛАВА VIII

КУЗОВЫ ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

При движении автомобиля происходит сдвиг больших объемов воздуха и более или менее сильное вихреобразование вокруг его кузова. Воздух, как и любое другое физическое тело, обладая инерцией, не может мгновенно уступить место движущемуся автомобилю. Поэтому перед автомобилем возникает некоторое избыточное давление, а за ним, наоборот, пониженное давление (разрежение). Движение в потоке воздуха связано с трением между частицами воздуха и поверхностью кузова и прочих наружных частей автомобиля. Сдвигом воздушных масс, образованием воздушных вихрей, трением воздуха о наружную поверхность автомобиля и разностью давлений впереди и сзади него обусловлена так называемая сила сопротивления воздуха. Для преодоления этой силы расходуется довольно значительная доля мощности двигателя. [1] Сопротивление воздушной среды тормозит ход автомобиля, понижает его скорость. Отсюда становится понятным, почему автомобильные конструкторы уделяют много внимания изучению законов сопротивления воздуха и средств его уменьшения.



Фиг. 98. Первый обтекаемый гоночный автомобиль, построенный К. Иенатци в 1899 г., „La jamais contente" (табл. 44, № 6).

Аэродинамика, изучающая законы сопротивления воздуха, принадлежит к числу наук, развитие которых относится в основном к периоду последних 25—30 лет. Научно обоснованные обтекаемые кузовы для автомобилей были построены только в течение последних 15 лет после многих экспериментов по замеру сопротивления моделей в аэродинамической трубе. Первые обтекаемые кузовы, построенные еще в 1899 г., отличались примитивной формой и по сути дела приносили гоночным автомобилям мало пользы (фиг. 98).

Сила сопротивления воздуха может быть вычислена по следующей весьма простой формуле:

$$P_W = k \rho F v^2,$$

где P_W — сила сопротивления воздуха в *кг*;

ρ — плотность массы воздуха в $\frac{кг/сек^2}{м^4}$ — приблизительно $0{,}125 = {}^1/_8$.

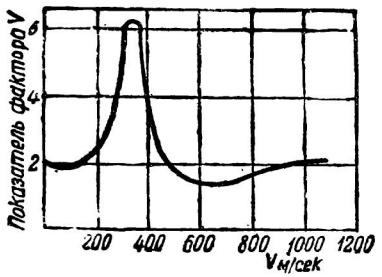
F — площадь проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную направлению движения в $м^2$.

[1] Как показали экспериментальные исследования, сопротивление качения на высоких скоростях не остается постоянным, а быстро возрастает. На ультравысокой скорости 500—600 *км/час* сопротивление качения значительно больше, чем сопротивление воздуха.

v — скорость автомобиля в *м/сек*.[1]

k — коэфициент сопротивления воздуха.

Скорость v входит в формулу во второй степени, поэтому сопротивление воздуха увеличивается очень быстро по мере роста скорости автомобиля (по закону кривой параболического типа). Уменьшение силы P_W получается при уменьшении каждого фактора правой части формулы. Посмотрим, какими факторами при заданном v оперирует конструктор, чтобы уменьшить сопротивление воздуха. Один из них отпадает сразу: плотность воздуха ρ зависит только от атмосферных условий. Остаются F и k. Коэфициентом k оценивают обтекаемость формы автомобиля в воздушной среде, характеризующую его сопротивление при движении. Уже первые опыты по замеру сопротивления воздуха для тел различной формы выяснили, что при одной и той же площади лобового сопротивления сила P_W может меняться в очень широких пределах в зависимости от формы тела. Согласно экспериментальным исследованиям в пределах интересующих нас скоростей, минимальным сопротивлением обладает тело, аналогичное по форме падающей капле[2]. Наибольшим приближением к такой форме можно считать форму, свойственную современным дирижаблям.



Фиг. 99. Зависимость показателя степени фактора v от скорости движения.

Показатель степени скорости v равен 2 только до скорости 700—720 *км/час*; при дальнейшем увеличении скорости показатель быстро возрастает, достигая 6 при 1200 *км/час* (скорость звука), а затем снова уменьшается до первоначальной величины при скорости около 1600 *км/час*. Графически эта закономерность, полученная в результате баллистических опытов, показана на фиг. 99.

Между факторами F и k существует некоторое противоречие, как показывает практика постройки обтекаемых кузовов. Если сокращать до минимума площадь лобового сопротивления, то форма кузова в смысле обтекаемости обычно получается посредственной. Чтобы получить правильную обтекаемую форму, приходится придавать кузову плавные округленные очертания, а это неизбежно увеличивает площадь лобового сопротивления. Следовательно, оптимальная конструкция кузова соответствует некоторой комбинации факторов F и k, представляющей собой компромисс между влиянием того и другого. Таким образом, лучшим кузовом является тот, который обеспечивает минимальное произведение kF. В зависимости от того, какой из факторов k и F выдвинут на первый план, можно разделить кузовы на две конструктивные разновидности, а именно:

1. Кузовы с минимальной площадью лобового сопротивления (доминирует фактор F).

2. Кузовы оптимальной обтекаемости (доминирует фактор k).

Первая разновидность представлена на фиг. 100 и 100а, где изображен гоночный автомобиль Панар-Левассор. Вид спереди ясно показывает, каким путем площадь лобового сопротивления может быть сведена до минимума: кузов делается очень узким, расстояние между рессорами сближается, толщину профиля шин выбирают минимально допустимую. В то же время форма кузова не лишена элементов обтекаемости, о чем свидетельствует вид на автомобиль сбоку; радиатор и все кромки закруглены, задняя часть автомобиля заключена в заостренный обтекатель. Правда, обтекаемая форма кузовов с минимальной площадью лобового сопротивления нарушается тем, что плечи, руки и голова водителя выходят за пределы контура кузова. Этим обстоятельством наряду с невыгодным соотношением между шириной и длиной кузова, а также отсутствием сходства кузова с телом каплевидной формы объясняется высокий коэфициент k автомобилей с минимальной площадью лобового сопротивления. В последнее время предпочитают обращать больше внимания на аэро-

[1] Автор не учитывает скорости ветра. Строго говоря, в общем случае при боковом ветре в расчет следует вводить скорость воздушного потока относительно автомобиля с учетом изменения для этого случая площади F и коэфициента k. *Прим. ред.*

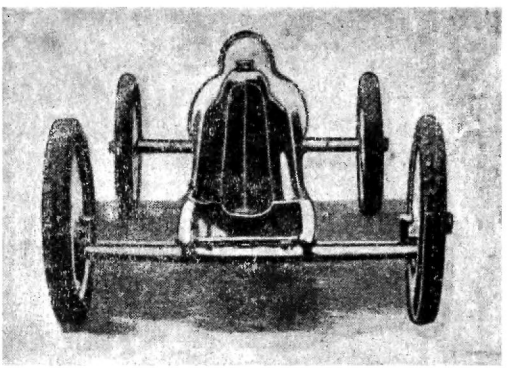
[2] Это полностью справедливо при условии одинаковой упругости воздушной среды во всех направлениях, т. е. если исключить влияние близости дороги.

динамическое совершенство формы кузова, нежели на величину площади лобового сопротивления. Наиболее выгодным является тот случай, когда весь автомобиль, включая колеса, охватывается кузовом по возможности простой, но обтекаемой формы.

Такое устройство кузова дает минимальный коэфициент k и минимальное сопротивление воздуха, несмотря на увеличенную площадь лобового сопротивления. В зависимости от охвата колес кузовом гоночные автомобили можно классифицировать на три типа:

1. **Автомобили с открытыми колесами.** Кузов охватывает только шасси, водителя и частично детали подвески. Современный автомобиль подобного типа показан на фиг. 101 (Мерседес-Бенц, тип Grand Prix 5,6 *л*).

Такие кузовы при всей их внешней привлекательности и кажущемся совершенстве формы на деле имеют высокий коэфициент сопротивления воздуха и должны считаться необтекаемыми или в лучшем случае полуобтекаемыми вследствие сильного вихреобразования от колес и выреза над помещением водителя. Многие модели закрытых легковых автомобилей по обтекаемости превосходят лучшие открытые кузовы гоночных автомобилей с открытыми колесами. Только в смысле величины лобовой площади автомобиля открытые колеса дают некоторое преимущество.

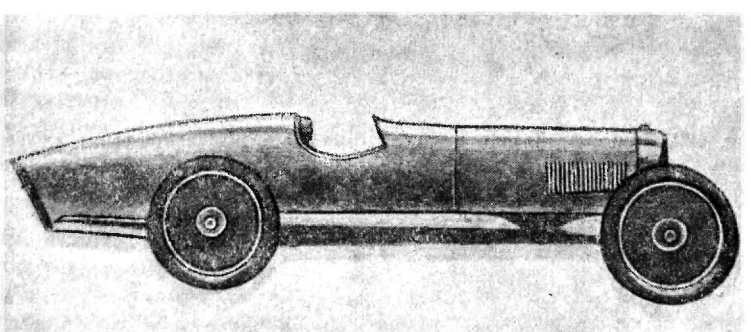


Фиг. 100. Гоночный автомобиль Панар-Левассор с минимальной площадью лобового сопротивления (вид спереди).

Форму кузова с открытыми колесами иногда называют ложнообтекаемой.

2. **Автомобили с полузакрытыми колесами.** При том же устройстве кузова за колесами, а иногда и перед ними, помещают обтекатели.

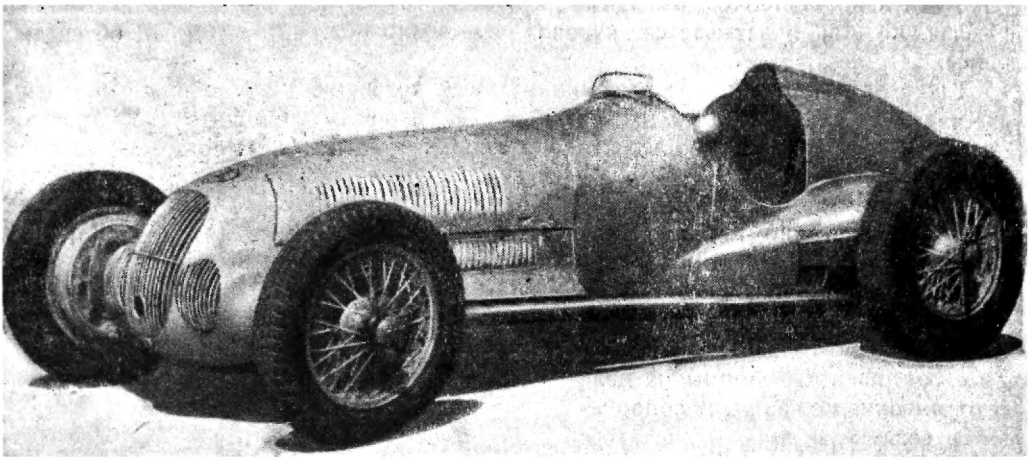
К этому типу относится рекордный пятилитровый автомобиль Ауто Унион, изображенный на фиг. 102.



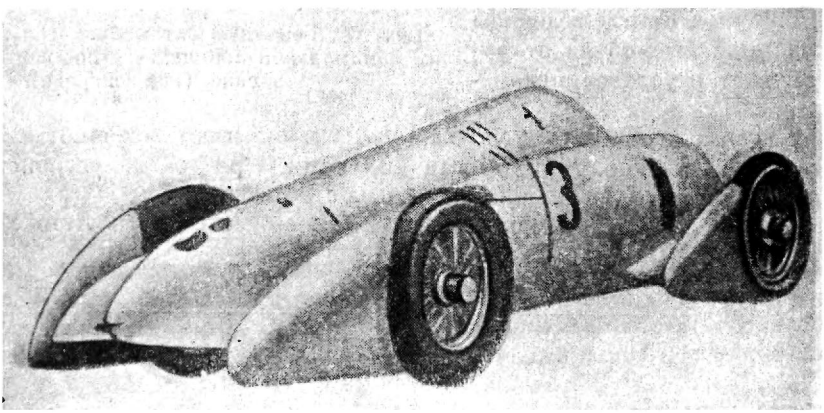
Фиг. 100а. Гоночный автомобиль Панар-Левассор с минимальной площадью лобового сопротивления (вид сбоку).

3. **Автомобили с закрытыми колесами.** Кузов целиком охватывает колеса и весь автомобиль приобретает законченную обтекаемую форму (фиг. 103). Как отмечено выше, этот случай представляется наиболее выгодным в аэродинамическом смысле.

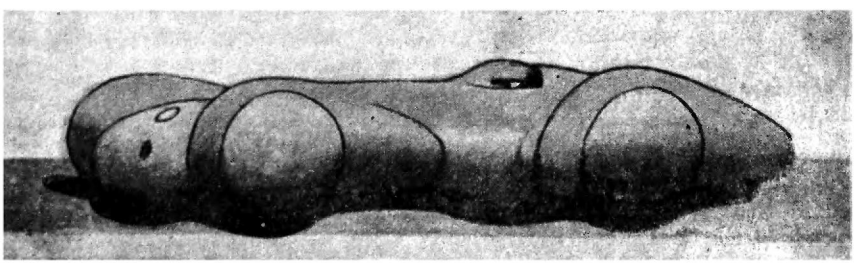
В этой группе кузовов в свою очередь можно отметить два конструктивных варианта: а) обтекатель каждого колеса представляет собой самостоятельное тело, связанное с кузовом обтекаемыми переходными частями; б) ясно выраженных обте-



Фиг 101. Дорожно-гоночный автомобиль с открытыми колесами Мерседес-Бенц, 5,6 *л*, 1937 г. Максимальная скорость 300—310 *км/час*.



Фиг. 102. Рекордный гоночный автомобиль с полузакрытыми колесами Ауто Унион, 5 *л*. Кабина водителя сверху закрыта — так называемый гоночный лимузин.



Фиг. 103. Гоночный рекордный автомобиль Мерседес-Бенц с закрытыми колесами. Установил в классе 3 *л* рекорд на 1 *км* с хода — 398 *км/час*

кателей колес не имеется: весь автомобиль, включая колеса, образует единое тело обтекаемой формы. Первый вариант дает уменьшение лобовой площади, второй — обеспечивает более низкий коэфициент сопротивления воздуха.

Если даже каждая часть кузова, выполненная по первому варианту, и имеет отличную обтекаемость, сумма сопротивлений изолированных частей может оказаться меньше сопротивления автомобиля в целом. Это явление объясняется так называемой интерференцией частей автомобиля, т. е. взаимным влиянием отдельных элементов на поток воздуха, обтекающий автомобиль. В большинстве случаев нарушение обтекающего потока в результате взаимного влияния частей автомобиля ведет к увеличению лобового сопротивления (положительное интерференционное сопротивление). Иногда может наблюдаться обратное явление: вследствие благоприятного характера интерференции полное сопротивление кузова меньше, чем сумма сопротивлений изолированных частей; тогда интерференционное сопротивление считается отрицательным.

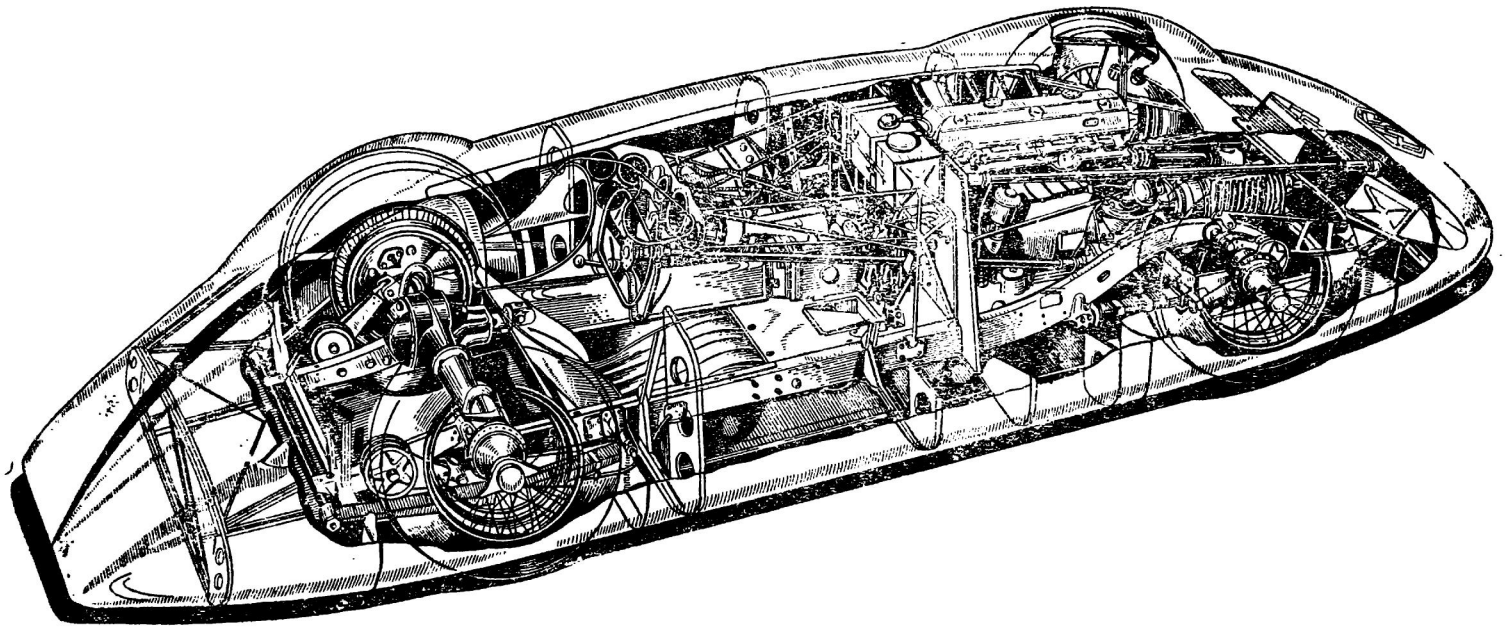
В табл. 43 собраны сведения о коэфициенте k и площади лобового сопротивления автомобилей различного устройства.

На первый взгляд кажется, что все преимущества на стороне автомобилей с закрытыми колесами; в действительности они имеют многие недостатки, которые ограничивают сферу их применения. Прежде всего длинные обтекатели по концам автомобиля увеличивают его момент инерции относительно вертикальной оси и общую длину, а значит, ухудшаются поворотливость и маневренность в условиях дорожной гонки на извилистом маршруте. Этот дефект усугубляется малым углом поворота передних колес, так как последним определяется ширина передней части кузова. У рекордного автомобиля MG 1,1 *л* (фиг. 104) угол поворота передних колес составляет всего лишь 18°. При закрытых колесах труднее следить за состоянием покрышек, поэтому, чтобы гонщик все же мог наблюдать на

Таблица 43

Площадь лобового сопротивления и коэфициент сопротивления воздуха для гоночных автомобилей

№ по пор.	Год	Фирма автомобиля	Тип кузова	F в $м^2$	K	Назначение автомобиля
1	—	—	Тело идеальной обтекаемой формы	—	0,04	—
2	—	—	Закрытый, нормального типа, необтекаемый	2—2,5	0,36	Нормальная эксплоатация
3	—	—	Закрытый, нормального типа, обтекаемый	2,3—2,7	0,17—0,2	„ „
4	1927	Сёнбим 1000 *л. с.*	Одноместный с полузакрытыми колесами	1,94	—	
5	1935	Кемпбелл Ролле-Ройс	„ „ „	2,5	0,12	Гоночный для побития абсолютного рекорда
6	1938	Айстон Ролле-Ройс	Одноместный с закрытыми колесами	2,38	0,0625	
7	1939	Непир-Рельтон	„ „ „	2,25	—	
8	1937	Ауто Унион 6 *л*	О номестный с открытыми колесами	~ 1—1,1	—	Тип Grand Prix
9	1937	Ауто Унион 6 *л*	Одноместный с закрытыми колесами	1,5	—	Для рекорда в классе B
10	1935	Ауто Унион 6 *л*	Одноместный с полузакрытыми колесами	1,3	—	„ „ „ „
11	1938	MG 1,1 *л*	Одноместный с закрытыми колесами	1,07	0,08	Для рекорда в классе G
12	1938	Мерседес-Бенц 3 *л*	Одноместный с открытыми колесами	~ 1—1,1	—	Тип Grand Prix
13	1937	Мерседес-Бенц 6 *л*	„ „ „	~ 1—1,1	—	„ „ „
14	1939	Мерседес-Бенц 1,5 *л*	„ „ „	0,9	—	Дорожно-гоночный
15	1938	ERA 1,5 *л*	„ „ „	0,9	—	„ „



Фиг. 104. Рекордный автомобиль MG 1,1 *л*.

Установил в классе 1,1 *л* рекорд на 1 *км* с хода 327 *км/час*. Сведения о двигателе в табл. 30, № 7. Рама обычного типа, штампованная. Подвеска классическая на четырех полуэллиптических рессорах. Двигатель и трансмиссия расположены по диагонали рамы (фиг. 74, схема VII). Сведения о шасси в табл. 40, № 22. Тормозы только на задних колесах. Кузов обтекаемый, с закрытыми колесами. Шины передних колес 4,75″×19″, задних—5,35″×19″. После увеличения литража до 1105 *см*³ этот автомобиль установил рекорд на 1 *км* с хода в классе 1,5 *л*, 328 *км час*.

ходу за резиной, в верхней части кузова над колесами делают прорези (окна), закрытые прозрачным материалом.

Для охлаждения тормозов и покрышек предусматривают окна на передней и боковой поверхности кузова; через эти прорези встречный поток воздуха проникает к тормозам и покрышкам, омывая их нагретую поверхность. Прорези закрыты решеткой во избежание проникновения в кузов камней, летящих из-под колес обгоняемых автомобилей. Кузов машин с закрытыми колесами имеет большие габаритные размеры и более сложный каркас; поэтому его вес выше, чем у кузовов с открытыми колесами. Необходимость быстрой и удобной смены колес с поврежденной или изношенной резиной заставляет делать боковые части кузова над колесами легкосъемными. Тем не менее процесс замены колес становится более продолжительным и влечет за собой потерю времени в гонках дорожного типа, где аварии покрышек предупреждаются профилактическим путем.

Если дело касается дорожных гонок, то все перечисленные недостатки сводят на-нет главное преимущество кузовов с закрытыми колесами — выигрыш в максимальной скорости. В данном виде состязаний основные качества — это хорошая поворотливость и маневренность, хорошее охлаждение тормозов и шин, удобный доступ к колесам и, наконец, малый вес, определяющий акселеративные свойства автомобиля. Для рекордного автомобиля, наоборот, эти недостатки имеют второстепенное значение, а хотя бы небольшой прирост максимальной скорости играет решающую роль. Отсюда становится понятным, в каких случаях применяют тот или другой тип кузова. Рекордные автомобили, в особенности для коротких дистанций, почти всегда имеют обтекаемые кузовы с закрытыми колесами; дорожно-гоночные автомобили отличаются узким кузовом и открытыми колесами. Промежуточный тип кузовов с полузакрытыми колесами в последнее время применяют редко вследствие того, что он не приспособлен к определенному виду гонок и не обладает ярко выраженными преимуществами остальных двух конструкций кузовов.

Опыт использования автомобилей с закрытыми колесами в дорожных гонках до сего времени не был успешным. Последнюю попытку сделала фирма Ауто Унион, записавшая в гонку на Большой приз АКФ 1938 г. три автомобиля с весьма совершенными, обтекаемыми кузовами. Все они оказались трудно управляемыми даже в руках опытных гонщиков и сошли с дороги на поворотах в самом начале гонки.

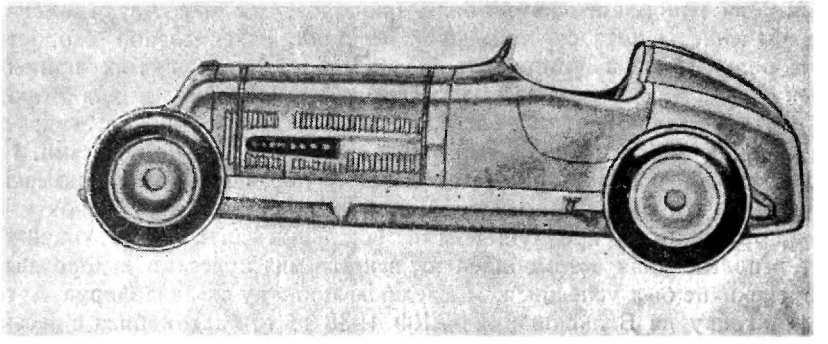
Проблема обтекаемости тесно связана с проблемой устойчивого движения автомобиля. Равнодействующая сил давления воздуха на отдельные элементы поверхности кузова может оказаться непараллельной поверхности дороги и поэтому создавать некоторую подъемную силу или же прижимать автомобиль к дороге; при этом неизбежно нарушится правильное распределение веса между осями. Подъемная сила разгружает переднюю ось, благодаря чему, с одной стороны, теряется сцепление управляемых колес с дорогой, а с другой, — происходит подъем передней части автомобиля и уменьшается поле зрения водителя. И то и другое относится к категории опасных явлений и может быть причиной катастрофы. Известны отдельные случаи, когда при неудачной форме кузова поднятие передней части автомобиля полностью закрывало поле зрения гонщика на скорости порядка 300—350 *км/час*. Кроме того, разгрузка передней оси ведет к потере управляемости, а разгрузка задней оси усиливает пробуксовку ведущих колес. Дополнительная нагрузка на оси от сил сопротивления воздуха нежелательна, ибо она увеличивает сопротивление качению автомобиля.

Удачно спроектированный обтекаемый кузов должен обеспечить минимальное изменение вертикальных нагрузок на оси автомобиля при различных режимах работы.

Устойчивый ход на большой скорости достигается установкой вертикальных стабилизаторов на хвосте кузова (см. фиг. 115). Впрочем достоинства таких стабилизаторов в настоящее время поставлены под вопрос; последние рекордные автомобили Айстон Роллс Ройс и Непир-Рельтон (см. гл. IX) были выполнены без стабилизаторов и все же оказались вполне устойчивыми на очень высоких скоростях — 550—590 *км/час*. Разумеется, стабилизатор увеличивает общее сопротивление автомобиля; быть может, это обстоятельство и послужило основной причиной отказа от стабилизаторов. На дорожно-гоночных автомобилях и вообще на автомобилях с открытыми колесами стабилизаторы обычно не применяют, зато ставят обтекатель на хвосте кузова за головой водителя (фиг. 105). Дело в том,

что открытые колеса, удаленные от узкого кузова, сами по себе создают стабилизирующий эффект, который заменяет действие стабилизатора.

Закрытие колес кузовом уменьшает сопротивление воздуха не только вследствие улучшения обтекаемости автомобиля в целом. Отдельные части открытого катящегося колеса испытывают различное сопротивление воздуха: нижняя часть лобовой поверхности колеса вблизи от точки соприкосновения шины с дорогой имеет незначительную поступательную скорость, средняя часть на уровне втулки колеса движется с поступательной скоростью, равной скорости движения автомобиля, а поступательная скорость верхней части колеса равна удвоенной скорости автомобиля. Соответственно и сопротивление воздуха нижней части колеса оказывается малым, а таковое верхней части весьма велико, так как сопротивление возрастает пропорционально квадрату скорости. Если просуммировать сопротивления отдельных элементов лобовой поверхности, то получим в результате полное сопротивление колеса. Сравнивая сопротивление колеса, движущегося поступательно без вращения (например колеса аэроплана в полете), с получаемой в рассматриваемом случае величиной, можно установить, что последняя на 33% больше. Следовательно, закрытием колес в кузове можно снизить их сопротивление на те же 33%.



Фиг. 105. Гоночный автомобиль Мазерати 1,1 *л* с обтекателем за головой водителя на хвосте кузова. Максимальная скорость 222 *км/час* (рекорд 1934 г.).

Конструкция колес также влияет на величину потерь, в частности на вентиляционные потери, т. е. энергию, затрачиваемую на перемешивание воздуха спицами. Как показывают эксперименты, дисковые колеса обладают меньшим сопротивлением, чем нормальные колеса с тангентными спицами. Один из рекордных автомобилей Мерседес-Бенц с 12-цилиндровым двигателем 5,6 *л* (1936 г.) на колесах с тангентными спицами развивал максимальную скорость 364 *км/час*. После установки дисковых колес скорость увеличилась до 372 *км/час*. К недостаткам дисковых колес относят их отрицательное влияние на управляемость автомобиля при боковом ветре. Дорожно-гоночные автомобили обычно снабжаются колесами с тангентными спицами, и только для рекордных целей спицы закрывают легкими алюминиевыми дисками.

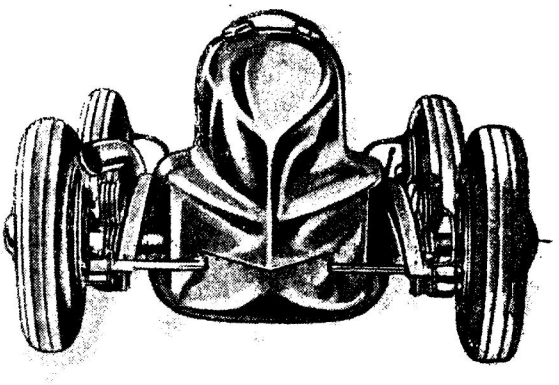
Кстати сказать, сопротивление колес, осей и деталей подвески составляет очень большую долю полного сопротивления автомобиля. По исследованиям, проведенным в аэродинамической трубе, сопротивление кузова гоночного типа равно только 6% общего сопротивления. После установки обтекателей на колеса и оси сопротивление воздуха у гоночного автомобиля уменьшается приблизительно на 25% (полузакрытая конструкция). Полное закрытие колес кузовом дает выигрыш до 50%, несмотря на увеличенную лобовую площадь.

Расположение двигателя существенно влияет на аэродинамические свойства автомобиля. Наибольшее сечение идеально обтекаемого тела каплевидной формы расположено ближе к его переднему концу. У автомобиля наибольшее сечение всегда находится вблизи от места водителя. Поэтому гораздо легче приблизить форму кузова к форме идеально обтекаемого тела в том случае, когда двигатель расположен сзади. Довольно удачную конструкцию такого типа мы видим на

фиг. 102. Этот автомобиль в 1935 г. дал рекордную скорость для класса 5 *л* около 320 *км/час*.

Иногда гоночная формула содержит специальные требования, касающиеся устройства кузова. Так например, Интернациональная ассоциация (AIACR) в формуле 1934—1937 гг. предписала всем участвующим автомобилям иметь на уровне сиденья водителя поперечное сечение шириной не менее 850 *мм* и высотой не менее 250 *мм*. Данное требование ввели в формулу, желая уравнять всем конкурентам условия гонок по площади лобового сопротивления. Своеобразный вид автомобилей, построенных по формуле 1934—1937 гг., представлен на фиг. 106, где ясно видна минимальная, предписанная нормой площадь сечения на уровне сиденья водителя.

С аэродинамической точки зрения представляется чрезвычайно выгодным строить кузов совсем закрытым — так называемый гоночный лимузин (см. фиг. 102). Коэфициент сопротивления таких автомобилей значительно ниже, ибо как раз вырез вокруг водителя в кузовах открытого типа нарушает плавную форму и является причиной сильного вихреобразования. Однако тяжелые температурные и атмосферные условия работы гонщика (засоренность воздуха отработавшими газами) в исключительно узком помещении, не говоря уже о плохом обзоре и отсутствии свободы движений, не позволяют часто применять гоночный лимузин; даже на рекордных автомобилях он встречается в виде исключения.



Фиг. 106. Вид сзади на гоночный автомобиль Мазерати 3 *л* типа Grand Prix 1935 г.
На уровне сиденья кузов имеет минимально допустимое по гоночной формуле поперечное сечение 850 × 250 *мм*.

Некоторые рекордные автомобили были оборудованы воздушными тормозами. Их кузовы имели специальные шарнирные лопасти, поворачивая которые гонщик мог по желанию увеличивать лобовую площадь и коэфициент сопротивления, тем самым дополняя эффект фрикционных тормозов воздушным торможением. Работа воздушных тормозов сказывается только на высокой скорости. Доля воздушного торможения при скорости 300 *км/час* составляет 10—15% от общего тормозного усилия (по данным P. Jaray). Последние рекордные автомобили Айстон Роллс Ройс и Непир-Рельтон были построены без воздушных тормозов.

Материалом для каркаса кузова служат уголковый дюраль или тонкостенные трубы. Отдельные элементы каркаса соединяются при помощи сварки. Обшивка каркаса делается из листового дюраля, заклепки швов обшивки ставят впотай, чтобы получить гладкую наружную поверхность. Переходы от одной части кузова к другой выполняют по большим радиусам, все кромки тщательно закругляют. Раму, двигатель и трансмиссию закрывают снизу обтекаемым поддоном. Кузов в сочетании с поддоном должен образовать тело вполне правильной обтекаемой формы. Облицовка радиатора обычно представляет собой одно целое с передней обтекаемой частью кузова (см. фиг. 101). Отверстие для прохода воздуха предохраняют решеткой во избежание повреждения радиатора камнями. С той же целью перед радиатором ставится сетка, если он является наружной частью (у полуобтекаемых кузовов старого типа).

На кузовах дорожно-гоночных автомобилей с открытыми колесами верхнюю часть за капотом часто делают вогнутой, благодаря чему поток воздуха перед водителем отбрасывается вверх. Такое устройство вместе с небольшим ветровым стеклом облегчает работу гонщику на высоких скоростях, хотя резкое изменение потока воздуха увеличивает вихреобразование и безусловно ведет к увеличению сопротивления. Задний обтекатель кузова, в котором чаще всего помещается топливный бак, обычно заканчивается вертикальной или немного наклонной заостренной кромкой. Задний конец кузова в виде острия, встречавшийся иногда ло

первой мировой войны, теперь совсем вышел из употребления. На больших рекордных автомобилях вместо плоского ветрового стекла ставится закрытый фонарь обтекаемой формы авиационного типа. Для интенсивной вентиляции пространства вокруг двигателя капот снабжают развитой системой лувров (прорезей) на верхней и боковых поверхностях. Существенное значение имеет также вентиляция помещения водителя даже на открытых кузовах. При большой длине гоночных двигателей их задний конец, а иногда и нагнетатель не удается изолировать от помещения водителя, в связи с чем последний вынужден испытывать сильную жару. Это явление особенно заметно во время гонок в странах с жарким климатом — Испании, Северной Африке. Известны случаи, когда при неудачной системе вентиляции гонщики доходили до обморочного состояния из-за нестерпимых температурных условий и даже получали ожоги ног.

Так же, как и все остальные детали, кузов гоночного автомобиля должен быть по возможности легким. Полный вес обтекаемого кузова рекордного автомобиля MG (фиг. 104) равен 103 *кг*.

ГЛАВА IX

АБСОЛЮТНЫЙ РЕКОРД СКОРОСТИ

Под абсолютным рекордом скорости принято понимать наивысшую официально зарегистрированную скорость, развитую автомобилем на дистанции не менее 1 *км*. Движение гоночного автомобиля на максимальной скорости связано с исключительно напряженным режимом работы его механизмов и ходовых частей, в особенности покрышек. В связи с этим все абсолютные рекорды, зарегистрированные на протяжении сорока лет, были установлены на дистанции в 1 *км* или в 1 английскую милю (1,609 *км*). Побитие абсолютного рекорда всегда требует преодоления многих трудностей технического порядка, и потому этот рекорд в известной степени характеризует совершенство гоночных автомобилей на данном этапе развития автомобильной техники. Значение абсолютного рекорда как наиболее показательного достижения обеспечило ему почетное место среди многочисленных и разнообразных автомобильных состязаний. В то же время следует отметить, что получение высокой максимальной скорости на короткой дистанции представляет собой узкую задачу и предъявляет к конструкции автомобиля своеобразные односторонние требования. Проблемы поворотливости и управляемости на виражах теряют всякий смысл, а процесс акселерации (разгона) и торможения играет второстепенную роль и привлекает внимание только в тех случаях, когда ограничена длина участка, предназначенного для рекордного заезда. В качестве основных требований остаются максимальная скорость и способность устойчиво придерживаться прямого направления (держать дорогу). По сравнению со сложным комплексом требований, предъявляемых к дорожно-гоночному автомобилю, качества рекордной машины приходится признать односторонними и весьма отдаленными от общетехнических требований к автомобилю как транспортному средству.

По этим причинам рекордные автомобили с течением времени выделились в самостоятельную группу, а их конструкция существенно отличается от конструкции автомобилей дорожно-гоночного типа. Ограниченный характер требований, предъявляемых к автомобилю для установления абсолютного рекорда, нередко выдвигается как аргумент для доказательства бесцельности подобных рекордов. Тем не менее постройка и изучение сверхскоростных автомобилей, несмотря на их специфичность, дают возможность исследовать целый ряд вопросов, имеющих большую принципиальную ценность для увеличения быстроходности в будущем. С этой точки зрения большие материальные затраты, связанные с изготовлением рекордных автомобилей, которые измеряются в настоящее время сотнями тысяч рублей, оправдываются не только в спортивном, но и в техническом отношении.

Не следует забывать, что рекордные скорости по истечении сравнительно небольшого промежутка времени переходят в область скоростей, свойственных дорожным гонкам. Автомобили типа Grand Prix выпусков 1935—1939 гг. развивают 300—310 *км/час*; всего лишь 18 лет назад такого рода скорость очень близко подходила к абсолютному рекорду. Таким образом работа над улучшением абсо-

лютного рекорда открывает перспективы дальнейшего роста быстроходности всех типов гоночных автомобилей.

История роста высшей скорости, доступной автомобилям, представлена в табл. 44. В ней перечислены все автомобили — держатели рекорда и приведена их краткая техническая характеристика. В дополнение к этой таблице отметим некоторые основные этапы и конструктивные тенденции, сопровождавшие увеличение быстроходности рекордных автомобилей.

Первые два года в борьбе за абсолютный рекорд скорости наиболее успешно участвовали электрические автомобили аккумуляторного типа, каковыми являются конструкции Жанто и Иенатци. На коротких дистанциях использование аккумуляторов в качестве источника энергии оказалось приемлемым; на больших расстояниях в междугородных гонках электрические автомобили неизбежно терпели фиаско из-за быстрой разрядки батареи, несмотря на то, что через каждые 25—30 *км* устраивали склад аккумуляторов для быстрой замены в пути. Вообще первый период с 1898 до 1902 г. включительно характеризуется так же, как и для дорожно-гоночных автомобилей (см. главу II), большим разнообразием принципов, заложенных в конструкцию. Среди держателей абсолютного рекорда мы видим наряду с электрическими и бензиновыми паровые автомобили.

Бельгийский инж. К. Иенатци впервые применил на своем гоночном автомобиле La jamais contente (№ 6) обтекаемый кузов (фиг. 98), заключив шасси в оболочку веретенообразной формы. Вероятно, это мероприятие в некоторой степени снизило сопротивление воздуха, хотя с современной точки зрения первые обтекаемые кузовы далеко не совпадают с идеалами аэродинамики. Кроме применения принципов аэродинамики в устройстве кузовов, К. Иенатци первый превысил скорость 100 *км/час*, доказав тем самым, что автомобили не уступают по скорости курьерским поездам. Идея обтекаемого кузова была подхвачена многими конструкторами. Значительная часть рекордных автомобилей вплоть до 1927 г. если и не имела обтекаемых кузовов в точном смысле этого понятия, то по крайней мере была выполнена с заостренными концами кузова для лучшего рассекания воздуха.

Даже рекордный автомобиль Жанто не был лишен элементов обтекаемости; его кузов по форме несколько напоминал корпус лодки, благодаря чему заслужил название „torpilleur" (миноносец).

В то же время многим конструкторам опыт, проделанный К. Иенатци, показался недостаточно убедительным, и потому они не считали нужным придавать автомобилю выгодную аэродинамическую форму. Так например, автомобили Морс (№ 7, 9, 13, 14, 15 по табл. 44), Мерседес (№ 8, 10, 12, 20, 23) и Бенц (№ 32) имели обычные двухместные гоночные кузовы необтекаемого типа. Фирма Даррак (№ 25, 27, 29 и 30) шла еще дальше в этом направлении — ее автомобили совсем не имели кузова. Сиденья водителя и механика устанавливались непосредственно на шасси, а двигатель и все механизмы оставались открытыми. В таком виде автомобиль Даррак принимал участие не только в рекордных заездах, но и в дорожных гонках. Очевидно, руководители этой фирмы считали более выгодным снизить вес автомобиля путем ликвидации кузова, нежели уменьшить сопротивление воздуха улучшением внешней конфигурации автомобиля. Такого же взгляда в течение многих лет придерживалась известная фирма Гоброн Брийе.

Только начиная с 1927 г., когда был построен тысячесильный автомобиль Сёнбим (№ 49), кузовам гоночного типа стали придавать научно обоснованную обтекаемую форму, разработанную на основании опытов по замерам сопротивления соответствующих моделей в аэродинамической трубе. Тем не менее и до 1927 г. почти во всех рекордных конструкциях встречаются попытки снизить сопротивление воздуха как путем улучшения формы автомобиля в целом, так и применением отдельных элементов более выгодной формы, например осей, дисковых колес, специальных радиаторов и т. п.

Автомобили, указанные в табл. 44 под № 7, 8, 9, не были держателями рекорда, так как не смогли улучшить результат К. Иенатци. Они включены в таблицу только как лучшие представители автомобилей, оборудованных двигателями внутреннего сгорания. Последнее замечание справедливо также и для № 12 и 32.

В 1902 г. абсолютный рекорд скорости завоевал паровой автомобиль конструкции Л. Серполле, изобретателя котлов с быстрым парообразованием.

Хронология абсолютного рекорда скорости (с 1898 до 1940 г.)

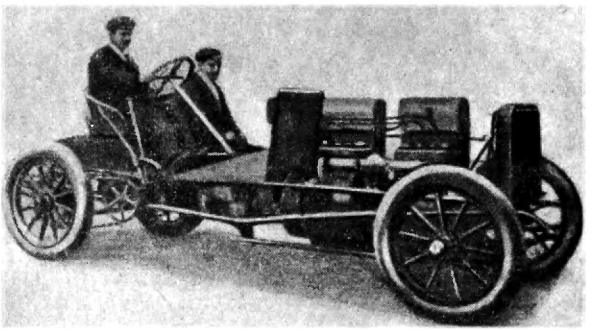
№ по пор	Год	Фирма автомобиля	Водитель	Дистанция в километрах или милях	Время в секундах	Скорость км час	Скорость миль/час	Мощность л. с.	Число цилиндров
1	1898	Жанто	Шасслу Лоба	1 км	57	63,15	39,24	-	—[1]
2	1899	Иенатци	К. Иенатци	1 „	54,02	66,64	41,42	-	—[1]
3	1899	Жанто	Шасслу Лоба	1 „	51,2	70,31	43,69	-	—[1]
4	1899	Иенатци	К. Иенатци	1 „	45,28	79,51	49.42	-	—[1]
5	1899	Жанто	Шасслу Лоба	1 „	38,4	93,75	58,26	-	—[1]
6	1899	Иенатци	К. Иенатци	1 „	34	105,88	65,80	-	—[1]
7	1900	Морс	Левег	1 „	48,2	74,68	46,41	-	—
8	1901	Мерседес	Барроу	1 „	41,4	86,95	54,04	-	-
9	1902	Морс	С. С. Ролле	1 „	35,4	101,69	63,20	—	4
10	1902	Мерседес	В. К. Вандербильт	1 „	32,4	111,11	69,05	40	4
11	1902	Серполлэ	Л. Серполлэ	1 „	29,8	120,80	75,07	—	—[1]
12	1902	Мерседес	П. де-Катерс	1 „	29,8	120,80	75,07	-	4
13	1902	Морс	В. К. Вандербильт	1 „	29,4	122,44	76,09	—	4
14	1902	„	А. Фурнье	1 „	29,2	123,28	76,61	—	4
15	1902	„	Ожиер	1 „	29	124,13	77,14	70	4
16	1903	„	С. С. Ролле	1 „	27	133,33	82,86	70	4
17	1903	Гоброн Брийе	Риголли	1 „	26,8	134,32	83,48	100	4
18	1903	„ „	А. Дюре	1 „	26,4	136,36	84,74	100	4
19	1903	Форд	Б. Ольдфильд	1 *миля*	39,4	147,01	91,37	—	4
20	1904	Мерседес	В. К. Вандербильт	1 „	39	148,55	92,30	90	4
21	1904	Гоброн Брийе	Риголли	1 *км*	24	150,00	93,22	100	4
22	1904	„ „	„	1 „	23,6	152,54	94,80	100	4
23	1904	Мерседес	П. де Катерс	1 „	23	156,52	97,27	90	4
24	1904	Гоброн Брийе	Риголли	1 „	21,6	166,66	103,57	100	4
25	1904	Даррак	П. Бара	1 „	21,4	168,22	104,54	—	4
26	1905	Непир	А. Макдональд	1 „	21,3	169,01	105,04	90	6
27	1905	Даррак	В. Эмери	1 „	20,4	176,47	109,67	200	V—8
28	1905	Мерседес	Боуден	1 *миля*	32,8	176,58	109,75	120	4
29	1906	Даррак	Ли Гиннесс	1 *км*	19	189,47	117,75	200	V—8
30	1906	„	Леможо	2 *мили*	58,8	197,00	122,44	200	V—8
31	1906	Стенли	Марриотт	1 *миля*	28,2	205,38	127,65	—	—[2]
32	1909	Бенц	Эмери	1 *км*	17,76	202,70	125,97	200	4
33	1910	„	Б. Ольдфильд	1 *миля*	27,33	211,93	131,72	200	4
34	1911	„	Р. Бурман	1 *км*	16,27	221,26	137,51	200	4
35	1911	„	„	1 *миля*	25,4	228,04	141,73	200	4
36	1919	Паккард	Р. де Пальма	1 „	24,02	241,14	149,87	-	
37	1920	Дюзенберг	Г. Мильтон	1 „	23,07	251,06	156,04	—	-
38	1922	Сёнбим	К. Ли Гиннесс	1 „	27,87	207,83	129,17	350	V—12
39	1923	Лейланд Томас	Дж. Дж. П. Томас	1 „	27,75	208,73	129,73	140	8
40	1923	Сёнбим	М. Кемпбелл	1 *км*	16,41	219,37	136,34	-	
41	1924	Делаж	Р. Тома	1 „	15,62	230,54	143,28	—	V—12
42	1924	Фиат	Э. А. Д. Эльдридж	1 *миля*	24,68	234,75	145,90	300	6
43	1924	Сёнбим	М. Кемпбелл	1 *км*	15,31	235,21	146,18	—	—
44	1925	„	„	1 „	14,88	241,88	150,33	350	V—12
45	1926	„	Х. О. Д. Сигрев	1 „	14,68	245,11	152,33	300	V—12
46	1926	Томас Спешел	Дж. Дж. П. Томас	1 „	13,38	268,90	167,12	425	V—12
47	1926	„ „	„	1 „	13,07	275,34	171,12	425	V—12
48	1927	Непир-Кемпбелл	М. Кемпбелл	1 „	12,74	282,57	175,62	450	W—12
49	1927	Сёнбим	Х. О. Д. Сигрев	1 *миля*	17,66	327,89	203,79	1000	2×V—12
50	1928	Непир-Кемпбелл	М. Кемпбелл	1 „	17,40	332,98	206,95	900	W—12
51	1928	Уайт Триплекс	Р. Кич	1 „	17,35	333,94	207,55	1200	3×V—12
52	1929	Эрвинг Спешел	Х. О. Д. Сигрев	1 *км*	9,66	372,48	231,49	935	W—12
53	1931	Непир-Кемпбелл	М. Кемпбелл	1 „	9,09	396,04	246,14	1450	W—12
54	1932	„ „	„	1 *миля*	14,17	408,63	253,96	1450	W—12
55	1933	Роллс-Ройс Кемпбелл	„	1 *км*	8,21	438,49	272,52	2500	V—12
56	1935	„ „	„	1 *миля*	13,01	445,40	276,82	2500	V—12
57	1935	„ „	„	1 „	11,96	484,51	301,13	2500	V—12
58	1937	Роллс-Ройс Айстон	Дж. И. Т. Айстон	1 *км*	7,17	502,43	312,27	4700	2×V—12
59	1938	„ „ „	„	1 *миля*	10,42	555,89	345,48	4700	2×V—12
60	1938	Непир-Рельтон	Дж. Кобб	1 „	10,28	563,46	350,19	2500	2×W—12
61	1938	Роллс-Ройс Айстон	Дж. И. Т. Айстон	1 „	10,07	575,21	357,49	4700	2×V—12
62	1939	Непир-Рельтон	Дж. Кобб	1 *км*	6,05	595,04	369,74	2500	2×W—12

[1] Электрический

[2] Паровой.

Автомобили Серполле с паровыми двигателями трижды выиграли ежегодную километровую гонку на кубок Ротшильда в Ницце. В дорожных гонках на большие дистанции паровые автомобили успеха не имели.

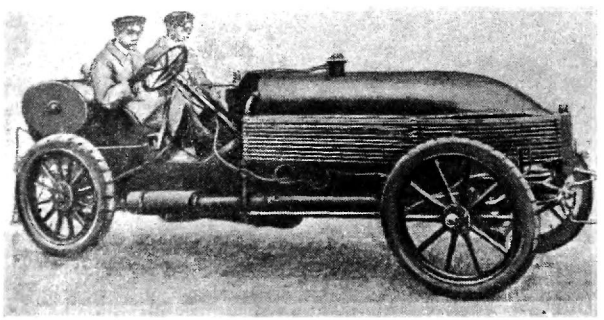
До 1906 г. гоночные автомобили редко строились специально для побития рекорда. В большинстве случаев рекорды устанавливались на дорожно-гоночных автомобилях после внесения в их регулировку незначительных изменений. В связи с этим регистрация рекордов производилась с разбивкой автомобилей на классы по весовой норме (400, 650 и 1000 *кг*). Некоторые рекорды, например автомобиля Мерседес (№ 28) не были официально признаны в Европе, так как его вес превышал 1000 *кг*. После 1906 г., когда отпали весовые нормы и все прочие технические ограничения для претендентов на установление абсолютного рекорда, начался быстрый рост мощности двигателей и веса автомобилей.



Фиг. 107. Гоночный автомобиль Гоброн Брийе. Несколько раз устанавливал абсолютный рекорд скорости (табл. 44, № 17, 18, 21, 22 и 24).

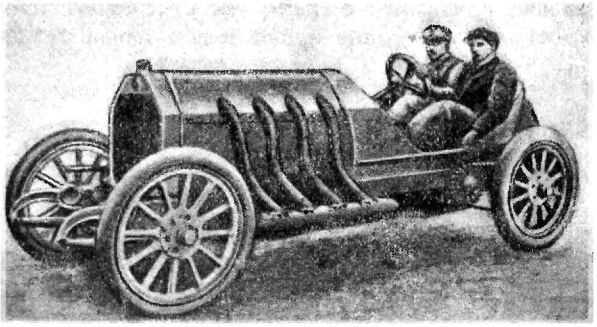
Из рекордных автомобилей первого десятилетия отметим Морс (№ 9, 13, 14 и 15) и Мерседес (№ 10 и 12), успешно выступавшие в шоссейных гонках.

Среди быстроходных автомобилей оригинальностью конструкции отличался показанный на фиг. 107 Гоброн Брийне (№ 17, 18, 21, 22, 24), снабженный четырехцилиндровым двигателем с 8 поршнями, движущимися попарно в каждом цилиндре в противоположные стороны. Верхние поршни были связаны с коленчатым валом посредством длинных шатунов так же, как у общеизвестных в настоящее время дизелей Юнкерса. Этот двигатель в отличие от своих современников был длинноходным благодаря вышеописанному устройству кривошипно-шатунного механизма и работал на спирте, имея высокую степень сжатия. При диаметре цилиндров 130 *мм* и суммарном ходе каждой пары поршней 200 *мм* рабочий объем составлял 10,6 *л*—относительно небольшая величина по сравнению с литражами, применявшимися в тот период. Максимальную мощность 100 (позднее 130) *л. с.* двигатель развивал при 1500 об/мин. Систематической работой над улучшением двигателя в течение двух лет удалось повысить скорость автомобиля с 134 до 166 *км/час*. Рама автомобиля Гоброн Брийе представляла собой ферму из цельнотянутых труб, соединенных между собой при помощи муфт и пайки твердым припоем, т. е. была построена по принципу, сохранившемуся до сих пор в производстве мотоциклетных и велосипедных рам. Механизм трансмиссии состоял из отдельной коробки передач, помещенной в середине рамы, и цепной передачи. В этой части почти все рекордные автомобили периода до 1914 г. придерживались одной и той же традиционной системы. Цепная передача дольше всего просуществовала в мощных рекордных конструкциях и нередко применялась даже после войны 1914—1918 гг., когда дорожно-гоночные автомобили строили уже исключительно с карданной



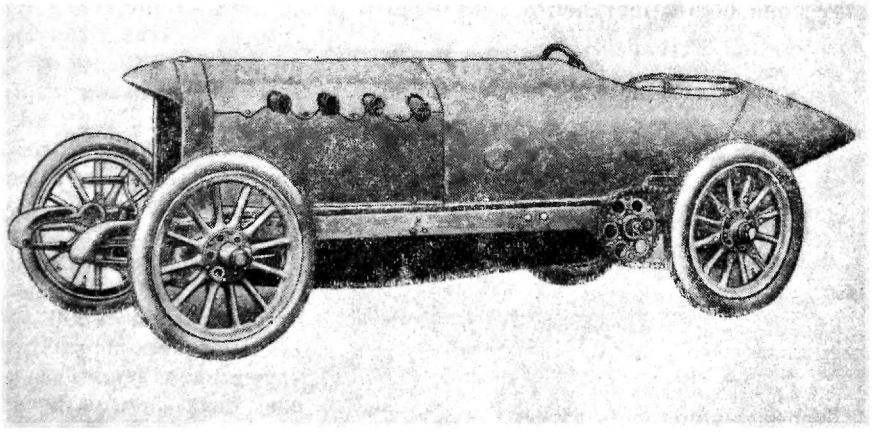
Фиг. 108. Гоночный автомобиль Непир 90 *л. с.* Держатель абсолютного рекорда скорости. В 1905 г. показал скорость 169 *км/час*.

передачей. В частности цепная передача была использована на Фиате № (42), Томас Спешел (№ 46, 47) и Сёнбим (№ 49). После 1927 г. вопрос о выборе способа передачи вращения ведущим колесам окончательно разрешился в пользу более совершенной карданной системы. Автомобиль Мерседес 1904 г. (№ 20 и 23) был выпущен фирмой для участия в гонках на кубок Гордон Беннетта и помимо установления рекорда не без успеха оправдал свое основное назначение, о чем свидетельствует табл. 3. Двигатель Мерседес принадлежал к четырехцилиндровому типу и при диаметре цилиндров 170 *мм* и ходе поршня 140 *мм*, имел рабочий объем 12,7 *л* и максимальную мощность 90 *л. с.* Выпускные клапаны помещались в боковой клапанной коробке и управлялись нижним распределительным валом. Геометрическая ось подвесных впускных клапанов очень большого диаметра совпадала с осью цилиндра (см. фиг. 29, схема В). Такое устройство распределения существовало на гоночных двигателях Мерседес до 1908 г.



Фиг. 109. Гоночный автомобиль Бенц 200 *л. с.* В 1909 г. прошел 1 *км* с хода со скоростью 202 *км/час* (табл. 44, № 32).

В 1905 г. появились первые гоночные автомобили с шести- и восьмицилиндровыми двигателями — Непир 90 *л. с.* (фиг. 108) и Даррак — 200 *л. с.* На втором из них был установлен V-образный восьмицилиндровый двигатель. Все же четырехцилиндровые конструкции сохраняли превосходство еще в течение многих лет, главным образом усилиями фирмы Бенц, построившей гоночный автомобиль (№ 32, 33, 34 и 35) с цилиндрами диаметром 185 *мм* и ходом поршня 200 *мм*,



Фиг. 110. Гоночный автомобиль Бенц 200 *л. с.* с обтекаемым кузовом. В 1911 г. повысил абсолютный рекорд скорости до 228 *км/час* (табл. 44, № 35).

что соответствует рабочему объему 21,4 *л*. Большой литраж обеспечил максимальную мощность 200 *л. с.* при 1500 об/мин, несмотря на умеренное форсирование рабочего процесса. Между прочим с этим автомобилем тесно связана история автомобильного спорта в России. На вполне аналогичной машине был установлен в мае 1913 г. всероссийский рекорд, когда Ф. Хернер прошел на Волхонском шоссе под Петербургом 1 версту с хода в 19 сек. (201 *км/час*) (фиг. 109).

Автомобили, показавшие рекордные результаты за № 32—35, в устройстве механизмов полностью тождественны (фиг. 109 и 110); различие заключается

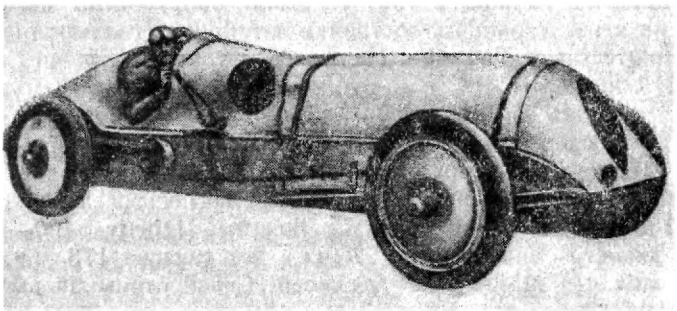
только в том, что последние образцы имели удобообтекаемый кузов. Ф. Хернер участвовал в гонке Петербургского Автомобиль-Клуба на автомобиле с обыкновенным гоночным двухместным кузовом. Ограниченное форсирование вышеописанного двигателя создавало возможность его эксплоатации в нормальных условиях.

В США автомобили Бенц рекордного типа с успехом участвовали в дорожных гонках на большие дистанции, например на Большой приз Америки 1910 г.

Гонщики фирмы Бенц нередко совершали своим ходом перегоны по 150—200 *км* к месту старта. Специфичность гоночных конструкций совершенно исключает подобные случаи в настоящее время.

Последний крупный успех сторонников паровых автомобилей относится к 1906 г., когда автомобилю Стенли (№ 31) удалось превысить скорость в 200 *км/час*. Этому достижению в немалой степени способствовало применение довольно совершенного обтекаемого кузова.

Самый большой четырехцилиндровый двигатель построила в 1913 г. фирма Фиат. На автомобиле с этим двигателем А. Дюрэ безуспешно пытался перекрыть рекорд Р. Бурмана. Несмотря на гигантские цилиндры с диаметром 240 *мм* и ходом 320 *мм* (общий литраж 58 *л*, одного цилиндра — 14,5 *л*), лучший проход мерного километра в Остенде дал скорость только около 220 *км/час*.



Фиг. 111. Гоночный автомобиль Лейланд Томас. Держатель абсолютного рекорда скорости в 1923 г. с проходом дистанции в двух направлениях — 208 *км/час*.

С 1922 г. AIACR ввела, как правило, для установления рекорда обязательный заезд в двух противоположных направлениях на дистанциях в 1 *км*, 1 милю, 5 *км* 5 миль, 10 *км* и 10 миль, чтобы исключить влияние атмосферных и дорожных условий на оценку скорости движения автомобиля, т. е. сделать результат независимым от наличия уклонов дороги, встречного и попутного ветра. В качестве официального рекорда засчитывается среднее арифметическое из скоростей, полученных от заездов в ту и другую сторону. Согласно международным правилам, уклон участка дороги, где происходит разгон, не должен превышать 1% в сторону мерной дистанции. На самой дистанции уклон также допускается не более 1%. Промежуток времени между началом заезда в одном направлении и финишем обратного заезда не должен превышать 10 мин. для дистанции в 1 *км* и 1 милю. Такая регламентация учитывает возможность перемены направления ветра. Правда, в последние годы с ростом мощности и скорости появилась необходимость в замене покрышек между заездами и потому пришлось увеличить время на установление рекорда до 1 часа. Изменением регламентации (введением двойного заезда) обусловлены относительно низкие результаты, помещенные в таблице за № 38—45, которые все же были признаны мировыми рекордами на данной дистанции с проходом в два конца.

Среди быстроходных автомобилей после первой мировой войны выделяются малым рабочим объемом автомобили Лейланд Томас (№ 39) (фиг. 111), 10-*л* 12-цилиндровый Делаж (№ 41) и 4-*л* Сёнбим (№ 45) гонщика Х. О. Д. Сигрева.

Первый был создан по инициативе технического директора компании Лейланд, Дж. Перри Томаса, и представлял собой не что иное, как видоизмененный легковой автомобиль этой фирмы, снабженный узким обтекаемым кузовом. Стандартный

восьмицилиндровый двигатель рядного типа при диаметре цилиндров 89 *мм* и ходе поршня 146 *мм* имел рабочий объем 7,266 *л* и развивал мощность 145 *л. с.*

На четырехлитровом автомобиле Сёнбим был установлен 12-цилиндровый V-образный двигатель с диаметром цилиндров 67 *мм* и ходом поршня 94 *мм*, развивавший 300 *л. с.* при 5000 об/мин.

На протяжении последних 10—20 лет самым характерным фактом в развитии автомобилей, предназначенных для абсолютного рекорда скорости, является переход к применению двигателей авиационного типа. Такое конструктивное направление объясняется отнюдь не техническими преимуществами этого варианта, а исключительно соображениями экономического свойства, так как постройка специального сверхмощного автомобильного двигателя сопряжена с чрезвычайно большими материальными затратами. Уже после окончания первой мировой войны выпускался серийным порядком целый ряд авиационных двигателей более мощных, чем любой из автомобильных. Поэтому казалось вполне естественным использовать объекты серийного производства как компромиссное решение вопроса о выборе силового агрегата. В то же время хорошо известно, что слабое форсирование авиационных двигателей по числу оборотов — отрицательный фактор, ведущий к столь нежелательному увеличению площади лобового сопротивления из-за большого размера цилиндров. Экономические соображения все же играли до сих пор решающую роль, и все рекордные автомобили, начиная с 1927 г., были оборудованы авиационными двигателями. Тем не менее стоимость постройки автомобиля с авиационным двигателем выражается внушительными цифрами. Например, автомобиль Эрвинг Спешел „Золотая стрела" (№ 52) обошелся в 180 тыс. руб. золотом.

Успешные попытки использования авиационных двигателей были сделаны и до 1927 г.; в частности автомобиль Фиат (№ 42) имел 22-*л* двигатель мощностью 300 *л. с.* Дж. Перри Томас, представлявший в своем лице редкое сочетание квалифицированного инженера и опытного гонщика, воспользовался широко известным в авиации 12-цилиндровым двигателем Либерти (Liberty 400—425 *л. с.* при 1700 об/мин, диаметр цилиндров 127 *мм*, ход поршня 178 *мм*, литраж 27 *л*, № 46 и 47 по табл. 44). М. Кемпбелл для своей „Синей птицы I" выбрал 12-цилиндровый W-сбразный двигатель Непир-Лайон 450 *л. с.* при 2000 об/мин (диаметр цилиндров 140 *мм*, ход поршня 130 *мм*, литраж 24 *л*, № 48 по табл. 44).

Таким образом, на рекордных конструкциях автомобильная техника не дала ничего нового в области моторостроения. Она целиком базировалась на достижениях авиации. Деятельность инженеров была ограничена компоновкой автомобиля, разработкой механизмов трансмиссии и ходовых частей. В этом заключается существенный недостаток применения авиационных двигателей с точки зрения технического прогресса. Самым форсированным представителем держателей абсолютного рекорда до сего дня остается четырехлитровый автомобиль Сёнбим, несмотря на 20-летнюю давность и скромную по современным понятиям удельную мощность в 75 *л. с.* на 1 *л* рабочего объема.

В 1927 г. намечается тенденция к установке на шасси нескольких двигателей для получения большой общей мощности. 1000-сильный автомобиль Сёнбим (№ 49), показавший в первый раз скорость выше 300 *км/час*, приводился в движение двумя 12-цилиндровыми V-образными двигателями по 500 *л. с.* каждый (диаметр цилиндров 122 *мм*, ход поршня 160 *мм*, литраж 22 *л*, число об/мин 2000), расположенными на переднем и заднем концах рамы. Место водителя помещалось в середине между двигателями.

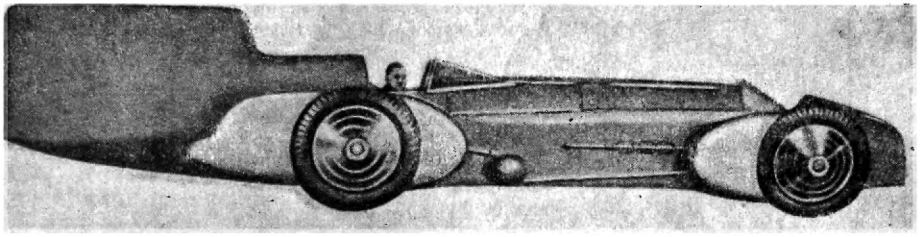
Дальнейший шаг по тому же пути — конструкция автомобиля Уайт Триплекс (№ 51), на котором были установлены три двигателя Либерти по 400 *л. с.*: один — спереди и два — рядом на заднем конце рамы. Передача к задней оси осуществлялась через три самостоятельные конические пары без каких-либо дифференциалов. Кузов весьма примитивной формы охватывал только переднюю часть машины. Следует отметить, что автомобиль Уайт Триплекс причадлежал к разряду кустарных конструкций в худшем смысле этого понятия. Впоследствии при попытке улучшить рекорд Уайт Триплекс потерпел тяжелую аварию с фатальными для гонщика последствиями.

Косвенное, но тем не менее важное значение в деле развития абсолютного рекорда скорости приобрели гонки аэропланов на кубок Шнейдера. Имея в виду

участие в состязании на кубок Шнейдера, компании Непир и Роллс Ройс построили мощные авиационные двигатели.

Автомобильные конструкторы не замедлили воспользоваться новыми двигателями для своих целей, в результате чего с 1929 г. Непир и Роллс Ройс с переменным успехом фигурируют в качестве держателей рекорда.

Эрвинг, конструктор „Золотой стрелы" (Эрвинг Спешел, № 52), остановил свой выбор на первом варианте 12-цилиндрового V-образного гоночного двига-

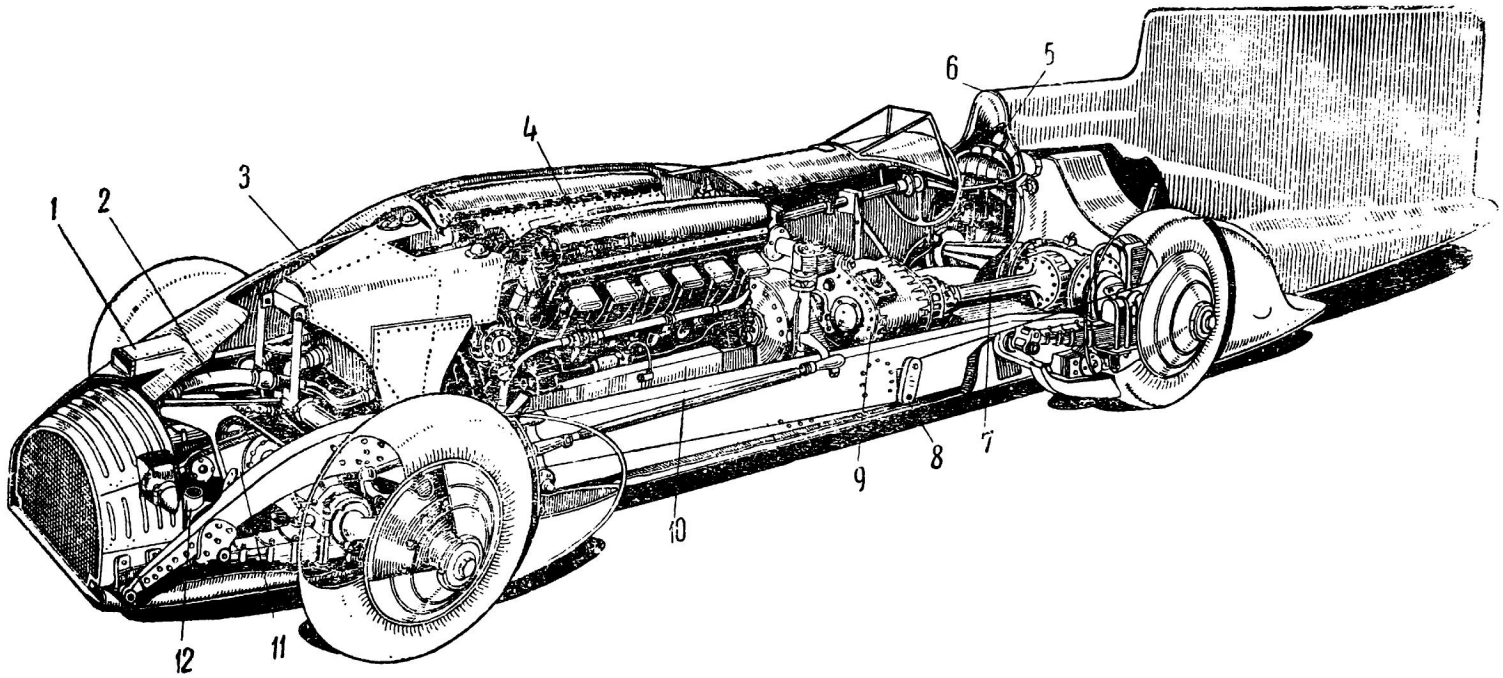


Фиг. 112. Рекордный автомобиль „Синяя Птица III" (табл. 44, № 52, 54). Абсолютный рекорд скорости в 1932 г. 408, 63 *км/час*.

теля Непир 935 *л. с.* Второй вариант, полученный дополнительным форсированием до 1250—1450 *л. с.* (табл. 30, № 42), использовали М. Кемпбелл на автомобиле „Синяя птица III" (№ 53 и 54) (фиг. 112) и инж. Р. А. Рельтон, автор проекта последнего рекордного автомобиля Непир-Рельтон (№ 62). Более новый 12-цилиндровый V-образный двигатель Роллс Ройс мощностью 2300—2500 *л. с.* (табл. 30, № 43) успешно применялся на „Синей птице IV" (№ 55, 56, 57) и „Молнии" Айстона (№ 58, 59, 61). Последние рекордные автомобили отличаются оригинальностью и отражают новейшие направления автомобильной техники, поэтому будет целесообразным рассмотреть их устройство более подробно.

1. „СИНЯЯ ПТИЦА IV"

Проект этого автомобиля был выполнен в 1932 г. инж. Р. А. Рельтоном по заказу автомобильного гонщика М. Кемпбелла, причем часть деталей шасси была заимствована от предыдущей рекордной модели — „Синяя птица III" с менее мощным двигателем (Непир Кемпбелл). Автор проекта в основном придерживался традиционных принципов общей компоновки автомобиля и расположения агрегатов. Авиационный 12-цилиндровый двигатель Роллс Ройс (табл. 30) помещен в передней части шасси на узкой внутренней раме. Внутренняя рама в свою очередь крепится к лонжеронам главной рамы. Характерная особенность лонжеронов швеллерного сечения заключается в большой высоте профиля, необходимой для получения достаточной жесткости рамы. К передним клыкам рамы подвешен радиатор; в систему охлаждения между радиатором и двигателем включен дополнительный водяной бак. Этот бак позволяет ограничиться сравнительно небольшим радиатором и тем самым улучшить обтекаемость кузова. Крутящий момент двигателя передается через механизм сцепления трехскоростной коробке передач. Прямой передачи не имеется, а конец карданного вала связан с промежуточным валом коробки. Благодаря такому устройству карданный вал сдвигается в сторону и рядом с ним освобождается место для сиденья водителя. Низкое расположение водителя уменьшает лобовую площадь и в то же время способствует улучшению аэродинамических качеств кузова. Каждое переднее колесо управляется самостоятельной рулевой сошкой и продольной тягой. Обе рулевые сошки приводятся в действие от штурвальной колонки посредством промежуточных горизонтальных валиков. Задний мост выполнен без диференциала, а в остальном не отличается от обычных конструкций. Подвеска классического типа на четырех полуэллиптических рессорах. Толкающие усилия и реакция скручивания передней оси при торможении воспринимаются специальным упором. Обтекаемый кузов относится к типу кузовов с полузакрытыми колесами; задние колеса снабжены обтекателями спереди и сзади,



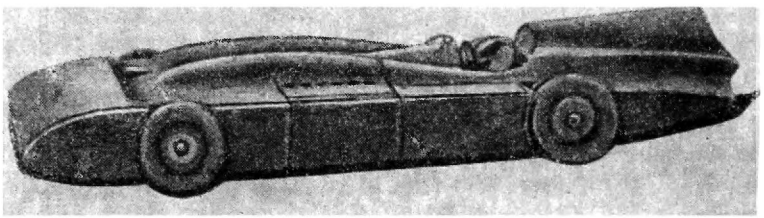
Фиг. 113. Гоночный автомобиль Кемпбелл Ролле-Ройс („Синяя птица IV") с 12-цилиндровым авиационным двигателем 2500 *л. с.* (табл. 41, № 55—57).

1—всасывающий патрубок, *2*—трубопровод к радиатору, *3*—водяной бак, *4*—12-цил. двигатель Ролле-Ройс, *5*—наливное отверстие топливного бака, *6* обтекатель за головой водителя, *7*—смещенный карданный вал, *8*—тормозной компенсатор, *9*—коробка передач, *10*—рулевая тяга двойного управления, *11*—упор для восприятия скручивающих усилий, *12* домкрат.

передние колеса имеют обтекатели только сзади. Плавные контуры кузова нарушены вырезом для головы водителя, ветровым стеклом (парбризом), радиатором и патрубком для подвода воздуха к карбюраторам. Патрубок обращен открытым концом вперед с тем, чтобы использовать напор воздуха на ходу автомобиля (скоростной напор); на скорости 400—450 *км/час* давление встречного воздуха составляет около 0,15 *ат*. На заднем конце кузова устроен вертикальный стабилизатор. О габаритных величинах можно судить по следующим размерам: база 4170 *мм*, колея передних колес 1595 *мм*, колея задних колес 1525 *мм*, полная длина 8250 *мм*, полная ширина около 2000 *мм*. Вес автомобиля 4500 *кг*.

В 1933 г. автомобиль „Синяя птица IV" (фиг. 113) прошел 1 *км* с хода в 8,21 сек., тем самым установив абсолютный рекорд скорости 438,49 *км/час*. В 1935 г. машину подвергли модернизации, коснувшейся главным образом кузова. С более совершенным кузовом автомобиль „Синяя птица IV" дважды улучшил свой рекорд: в первый раз средняя скорость на дистанции в 1 милю составила 445,40 *км/час*, а в конце 1935 г. миля была пройдена в 11,96 сек., что соответствует скорости 484,51 *км/час* (фиг. 114).

Следует отметить, что автомобиль „Синяя птица IV" даже в своем последнем варианте имел существенные дефекты в форме кузова по сравнению с более новыми болидами — „Молния" и Непир-Рельтон. Так например, на автомобиле



Фиг. 114. Окончательный вариант гоночного автомобиля „Синяя птица IV", достигший скорости 484.51 *км/час*.

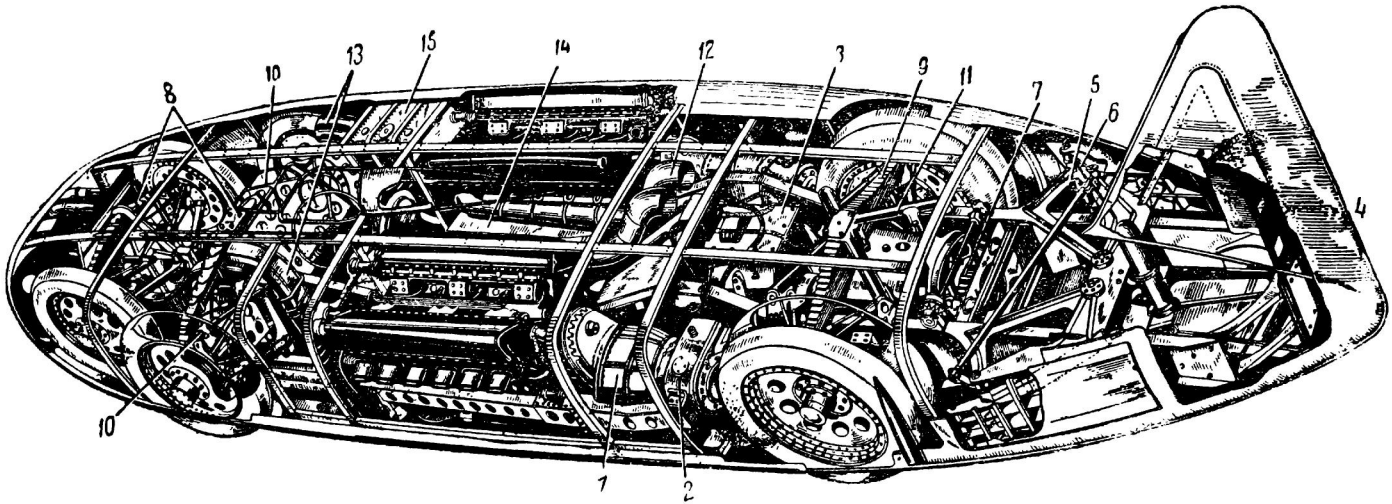
„Синяя птица IV" колеса закрыты только частично, между обтекателем радиатора и кузовом имеется разрыв, ветровое стекло отличается угловатой формой, а переход от боковой поверхности кузова к верхней сделан недостаточно плавным. Тем не менее автомобиль „Синяя птица IV" представлял шаг вперед по сравнению с предыдущими рекордными автомобилями М. Кемпбелла.

На модели „Синяя птица I" 1927 г. колеса были совершенно открыты и кузов по существу не отличался от кузовов дорожно-гоночных автомобилей ложнообтекаемого типа. На модели „Синяя птица II" 1928 г. появляются в зачаточной форме обтекатели колес, которые на модели III 1931 г. приобретают более законченный вид. На автомобиле „Синяя птица IV" второго варианта ясно видно желание конструктора спрятать колеса в кузов, тем более, что задние колеса снабжены двойными шинами и потому имеют большую ширину. Здесь уже нет обтекателей колес как самостоятельных частей, и кузов становится законченным телом обтекаемой формы, нарушаемой только вырезами для колес и головы водителя. Полное закрытие колес у следующих рекордных автомобилей явилось логическим продолжением эволюции автомобилей М. Кемпбелла.

2. АЙСТОН РОЛЛС РОЙС

Разрез автомобиля Айстон Роллс Ройс, известного также под названием „Молния" (Thunderbolt), представлен на фиг 115.

Проект шасси выполнен в 1937 г. по указаниям гонщика Дж. И. Т. Айстона; кузов спроектирован специалистом в области технической аэродинамики инж. М. Андро. Конструкция шасси имеет много необычных особенностей. Прежде всего следует отметить наличие трех осей, или, вернее, трех пар колес, так как подвеска всех колес выполнена независимой. Две передние пары колес связаны с рулевым механизмом, причем колея передней пары меньше, чем колея задней.



Фиг. 115. Гоночный автомобиль Айстон Роллс Ройс („Молния") с двумя 12-цилиндровыми авиационными двигателями общей мощностью около 5000 *л. с.*:

1 — механизм сцепления; *2* — промежуточная шестеренчатая передача; *3* — общая коробка передач; *4* — стабилизатор; *5, 6* — тяги воздушного тормоза; *7* — вентилятор для охлаждения коробки передач; *8* — поперечные рессоры передних колес; *9* — поперечная рессора задних колес; *10* — независимая подвеска передних колес на поперечных рычагах; *11* — упорная крестовина задней рессоры; *12* — выхлопные трубы; *13* — всасывающие патрубки; *14* — топливный бак; *15* — масляный бак; *16* — насадок над головой водителя.

В таком устройстве отражается стремление конструктора получить надежное управление и увеличить число точек опоры управляемых колес. Кроме того, увеличенное число колес обусловлено исключительно большим весом автомобиля — около 7000 *кг* — и необходимостью снижения нагрузки на каждую шину во избежание чрезмерного износа тонкого протектора. Задние колеса снабжены двойными шинами и получают вращение от двух 12-цилиндровых двигателей Роллс Ройс (табл. 30, № 43) общей мощностью около 5000 *л. с.*[1] Двигатели установлены рядом в средней части рамы, изготовленной из мощных балок швеллерного профиля. Крутящий момент каждого двигателя передается через самостоятельный механизм сцепления *1* и шестеренчатую, промежуточную передачу *2* общей трехскоростной коробке передач *3*. Передаточное отношение на первой скорости 3,5, на второй 2,04 и на третьей 1,23. Коробка связана с главной конической передачей, от которой задние колеса получают вращение при помощи двух полуосей с карданами. Остановка машины осуществляется тормозами дискового типа с гидравлическим приводом. На заднем конце кузова были предусмотрены воздушные тормозы в виде двух лопастей, приводимых в действие посредством системы тяг и рычагов (*5*, *6*). Однако эти тормозы оказались совсем неэффективными на скоростях ниже 320 *км/час*. Сиденье водителя расположено перед двигателями; голова водителя помещается в насадке из прозрачного материала. Весь кузов отличается весьма плавной, обтекаемой формой и потому имеет низкий коэфициент сопротивления (табл. 43). Очертания кузова несколько нарушены насадком над водителем, выхлопными патрубками, стабилизатором на хвосте кузова, а также насадками всасывающих труб двигателя, выведенных наружу и обращенных открытыми концами вперед так же, как у автомобиля „Синяя птица IV". „Молния" является самым большим рекордным автомобилем, о чем можно составить себе представление по его основным размерам: колея передних колес 1245 *мм*, колея второй пары колес 1715 *мм*, колея задних колес по внешним покрышкам 1512 *мм*, база 3890 *мм*, расстояние между осями передних пар колес 1245 *мм*, полная длина 10 630 *мм*, полная ширина 2190 *мм*, высота кузова 1220 *мм*, полная высота до верха насадков всасывающих труб 1400 *мм*.

В 1937 г. Айстон установил абсолютный рекорд скорости, пройдя 1 *км* с хода в 7,17 сек., 502,43 *км/час*. В 1938 г. в конструкцию автомобиля внесли ряд изменений. Подвеску на поперечных листовых рессорах заменили независимой подвеской со спиральными пружинами, форму кузова сделали еще более обтекаемой, среднюю пару колес снабдили двойными покрышками. Таким образом общее количество покрышек возросло до 10. В результате проделанной работы Айстону удалось еще два раза добиться рекордной скорости; в 1938 г. „Молния" показала скорость 555,89 и 575,21 *км/час* на дистанции в 1 милю. Интересно отметить, что на установление своих рекордов Айстон израсходовал 134 покрышки. Все рекордные заезды происходили на дне высохшего Соляного озера в штате Юта.

3. НЕПИР-РЕЛЬТОН

Рекордный автомобиль Непир-Рельтон построен в 1937—1938 гг. брукленской фирмой Томпсон и Тейлор по проекту инж. Р. А. Рельтона. Для использования в качестве силового агрегата конструктору предоставили два устаревших авиационных двигателя Непир с номинальной мощностью около 1300 *л. с.*[2] Следовательно, уже заранее было известно, что новый автомобиль окажется приблизительно в два раза менее мощным, чем „Молния" Айстона. В рамках такого жесткого ограничения инж. Рельтон был вынужден, во-первых, сделать автомобиль очень легким, во-вторых, получить минимальное лобовое сопротивление и, в-третьих, полностью использовать силу сцепления колес с грунтом. Только при соблюдении перечисленных условий можно было рассчитывать на успех в борьбе против более мощного, но тяжелого конкурента.

---

[1] Мощность двигателей Роллс Ройс типа Кубок Шнейдера по разным источникам колеблется в пределах 2300—2500 *л. с.*

[2] По различным данным, мощность авиационных гоночных двигателей Непир составляет от 1250 до 1450 *л. с.*

Первые два условия инж. Рельтон выполнил, отказавшись от всех традиционных принципов проектирования автомобиля, применив совершенно новый метод компоновки и весьма оригинальное расположение агрегатов (фиг. 79, V). Сначала им были намечены внешние контуры кузова, наиболее выгодные с аэродинамической точки зрения, а конструкция шасси явилась следствием принятой внешней формы автомобиля. В плане автомобиль имеет правильную каплевидную форму, притупленную и широкую спереди и заостренную и суженную сзади. Вследствие этого колея задних колес меньше, чем передних, — 1065 против 1675 *мм*. Рама представляет собой мощную клепанную балку квадратного сечения, дважды изогнутую по форме буквы S. По обеим сторонам рамы в углублениях, образованных изгибами, на кронштейнах подвешены двигатели. Один из них приводит во вращение передние колеса, а второй — задние. Применяя привод на все колеса, конструктор выполнил третье поставленное перед ним условие, т. е. увеличил сцепной вес до 100%. Оба двигателя имеют самостоятельные трехскоростные коробки передач, короткие карданные валы и главные передачи с коническими шестернями. Передаточное отношение на третьей скорости равно 1,35 : 1. Муфты сцепления не предусмотрены; их функции осуществляют механизмы свободного хода. Переключение передач производится водителем после прикрытия газа, когда механизмы свободного хода автоматически разобщают двигатели от ведущих колес. В главной передаче передних колес помещен диференциал, в передаче задних колес таковой отсутствует. Задний мост обычного типа подвешен на спиральных пружинах. Подвеска передних колес сделана независимой на поперечных рычагах, также на спиральных пружинах. Сиденье водителя и рулевой механизм, действующий на передние колеса, вынесены в переднюю часть рамы за пределы базы автомобиля. Для торможения служат два трансмиссионных тормоза, помещенных за коробками передач. Эти тормозы имеют наружные колодки, а внутренность барабана охлаждается водой из системы охлаждения двигателей. Кроме того, был предусмотрен воздушный тормоз — большая выдвижная лопасть на заднем конце кузова. Так же, как у автомобиля „Молния", воздушный тормоз оказался непрактичным и впоследствии был снят перед установлением последнего рекорда. Кузов обладает исключительно плавной, обтекаемой формой; этому в значительной мере способствует отсутствие радиатора. Охлаждение двигателей производится баком, заполненным водой и льдом. При кратковременной работе автомобиля запас льда достаточен для того, чтобы предотвратить нагрев воды до точки кипения.

Автомобиль оказался вполне устойчивым на высокой скорости, несмотря на отсутствие стабилизатора. Каркас и обшивка кузова выполнены из алюминия, благодаря чему вес кузова получился небольшим. Кузов не имеет съемных капотов над двигателем и колесами. Для осмотра двигателей и замены резины кузов снимается целиком несколькими механиками. Единственная отъемная часть кузова — обтекаемый закрытый насадок с изогнутым ветровым стеклом над головой водителя. Водитель занимает свое место после снятия этого насадка (фиг. 116).

Благодаря остроумной компоновке всего автомобиля его вес получился равным около 3000 *кг*, т. е. меньше половины веса „Молнии". Тем не менее его габаритные размеры нельзя назвать малыми: база 4120 *мм*, полная длина 8750 *мм*, полная ширина 2440 *мм*, полная высота 1295 *мм*. В 1938 г. Дж. Кобб на автомобиле Непир-Рельтон показал рекордную скорость 563,46 *км/час* на дистанции в 1 милю.

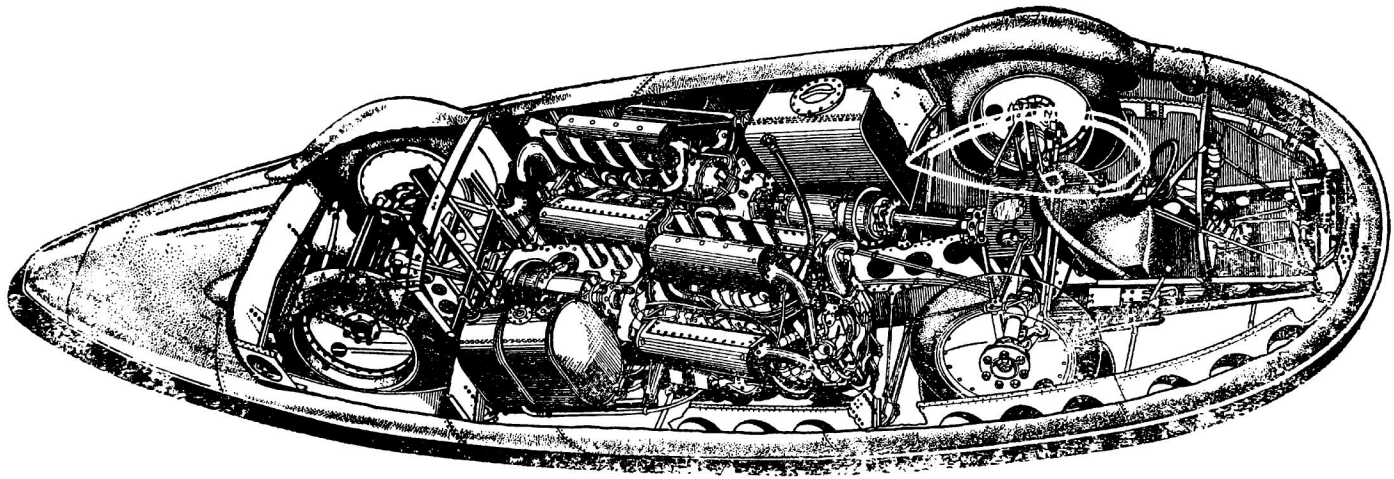
В 1939 г. после незначительных переделок и дополнительной форсировки двигателей 1 *км* с хода был пройден в 6,05 сек. со средней скоростью 595,04*км/час*.

Этот рекорд остается не побитым до настоящего времени.

Все рекордные и тренировочные заезды, во время которых автомобиль прошел около 120 *км*, происходили на Соляном озере. На все заезды было потрачено 36 шин. При установлении рекорда смена шин производилась после икаждого прохода в одном направлении.

История борьбы за абсолютный рекорд скорости между автомобилями „Молния" и Непир-Рельтон лишний раз подтверждает, что максимальная скорость зависит не только от мощности двигателей, но и от конструкции автомобиля в целом, а также от величины сопротивлений, преодолеваемых на ходу.

После окончания второй мировой войны были опубликованы сведения о сверхгоночном автомобиле Мерседес-Бенц, построенном в 1939 г. для побития абсолют-



Фиг. 116. Последний рекордный автомобиль Непир-Рельтон с двумя 12-цилиндровыми авиационными двигателями общей мощностью около 2500 *л. с.* На дистанции 1 *км* с хода показал скорость 595 *км/час* (табл. 44, № 62). Большой бак за левым передним колесом наполнен водой и льдом и служит для охлаждения двигателей; топливный бак помещен перед правым задним колесом. Непосредственно перед задними колесами видна выдвижная лопасть — воздушный тормоз.

ного рекорда скорости. Этот болид отличался длинным, узким кузовом с закрытыми колесами и был рассчитан на получение скорости 750 *км/час*. Автомобиль имел два управляемых колеса спереди, а задняя часть рамы опиралась на двухосную тележку. Задние четыре колеса были ведущими. Основные размеры машины: колея — 1295 *мм*, база — 4270 *мм*, полная ширина — 1700 *мм*, полная высота — 1245 *мм*, полная длина — 8140 *мм*. В качестве силового агрегата был использован авиационный двигатель Даймлер-Бенц DB-630, V-образный, 12-цилиндровый, работающий с непосредственным впрыском топлива. При диаметре цилиндра 162 *мм* и ходе поршня 180 *мм* рабочий объем 44,5 *л*. В начале войны двигатели такого типа развивали мощность 1750 *л. с.* при 2700 об/мин, степени сжатия $\varepsilon = 7{,}3$ и давлении наддува около 0,4 *ати*. Впоследствии двигатель был форсирован до мощности 2830 *л. с.* при 3000 об/мин, степени сжатия $\varepsilon = 8{,}5$ и давлении наддува 1 *ати*. Весьма вероятно, что мощность двигателя, установленного на автомобиле, была доведена до 3000 *л. с.* Вес автомобиля составлял 2250 *кг* — на 750 *кг* меньше, чем у автомобиля Непир-Рельтон. Обтекаемый кузов был снабжен горизонтальными стабилизаторами, расположенными под некоторым углом, для улучшения сцепления ведущих колес с дорогой. Сиденье водителя помещалось перед двигателем так же, как у автомобилей Непир-Рельтон или „Молния". Интересно отметить, что у рекордного автомобиля Мерседес-Бенц лобовая площадь на 25—30% меньше, чем у автомобиля Непир-Рельтон, благодаря малой колее и узкому кузову.

ГЛАВА X

ДИНАМИКА ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И ПЕРСПЕКТИВЫ УВЕЛИЧЕНИЯ БЫСТРОХОДНОСТИ

Гоночный автомобиль проектируется с целью получения максимальной возможной средней скорости в определенных дорожных условиях. Движение автомобиля на любом маршруте происходит на трех основных режимах:

1. Равномерное движение с максимальной скоростью.

2. Ускоренное движение, когда автомобиль разгоняется, переходя с низкой скорости на более высокую.

3. Замедленное движение, когда водитель тормозит, переходя на более низкую скорость.

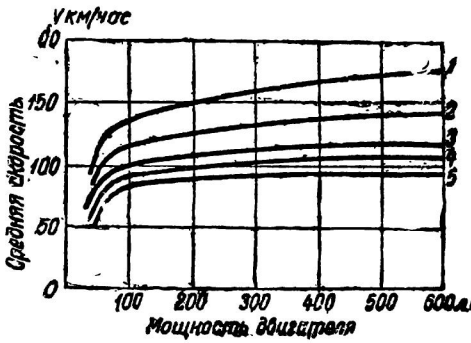
Только в виде исключения, например на длинных виражах большого радиуса, гоночный автомобиль проходит некоторые участки с установившейся неполной скоростью. Дистанция каждой гонки состоит из ряда отдельных участков, на которых соблюдается один из перечисленных режимов движения. Для реализации высокой средней скорости все три основных режима должны быть форсированы до предела, т. е. должны протекать по возможности интенсивно. Следовательно, быстроходный автомобиль должен обладать высокой максимальной скоростью, развивать большое ускорение и иметь весьма эффективное тормозное устройство. Последнее играет существенную роль, так как путь торможения, как указывалось выше, в некоторых гонках занимает до 35% всей дистанции. Оставляя в стороне вопросы замедленного движения автомобиля и влияние этого режима работы на среднюю скорость, мы ограничимся здесь рассмотрением максимальной скорости и максимального ускорения гоночных автомобилей. Эти два фактора имеют решающее значение для абсолютного рекорда скорости на дистанции 1 *км* и для рекорда на 1 *км* с места, характеризующего приемистость автомобиля. Время прохождения километра с хода и с места всегда считали основным критерием для оценки динамики.

1. СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ. ТЯГОВЫЙ И РАБОЧИЙ БАЛАНСЫ АВТОМОБИЛЯ

Максимальная скорость автомобиля зависит, с одной стороны, от мощности его двигателя, с другой, — от величины сопротивлений, преодолеваемых на ходу, а также от условий сцепления ведущих колес с дорогой. При быстром росте мощности и крутящих моментов двигателей сцепление ведущих колес нередко

оказывается недостаточным и ограничивает динамические свойства автомобиля. Неосторожное нажатие на акселератор вызывает у гоночных автомобилей типа Grand Prix пробуксовку ведущих колес на скоростях до 200 *км/час* и выше, особенно на промежуточных передачах или при движении по мокрой дороге с низким коэфициентом сцепления. Во время буксования на поверхности соприкосновения шины с дорогой наблюдается трение скольжения с коэфициентом трения, который значительно меньше такового для трения покоя в случае нормального качения колеса. Поэтому с момента начала буксования тяговое усилие уменьшается; кроме того, возрастает склонность автомобиля к боковым заносам из-за ухудшения условий сцепления колеса в поперечном направлении.

Искусство управления сверхмощными автомобилями в большой степени состоит в способности водителя соразмерять крутящий момент двигателя со сцеплением ведущих колес. Высоко развитое чувство меры позволяет опытным гонщикам сводить пробуксовку колес к минимуму и тем самым повышать динамику автомобиля, не говоря уже о сохранении резины и возможности реже останавливаться для профилактической смены шин. Таким образом, лимитирующим фактором динамики автомобиля во многих случаях являются условия сцепления колес с дорогой, а совсем не мощность двигателя. Именно этим обстоятельством объясняется незначительный прирост скорости за последние годы во многих гонках, несмотря на увеличение мощности автомобилей. Как раз в этих гонках использование сцепления колес, видимо, подходит к физическому пределу. Такие соображения послужили некоторым корреспондентам технических журналов поводом утверждать, что автомобильный спорт заходит в тупик. Самый факт небольшого увеличения скорости наглядно иллюстрируется фиг. 117.



Фиг. 117. Увеличение средней скорости в гонках в зависимости от увеличения мощности двигателей.

1—в Берне, *2*—на Нюрбургском кольце, *3*—в Фельдберге, *4*—на Тюрби, *5*—в Фрейбурге.

Особенно сказывается недостаток силы сцепления в горных гонках, где средние скорости не превышают 100 *км/час*, как например, в горной гонке Фрейбурга или в гонке „Course de la côte de la Turbie". Здесь за последние годы практически никакого увеличения скорости нет, и результаты гонок не столько зависят от качеств автомобилей, сколько от способности гонщиков регулировать газом и передачами окружное усилие на ведущих колесах так, чтобы по возможности близко подойти к пределу силы сцепления, но ни в коем случае не перейти этой величины во избежание пробуксовки колес. Такие гоночные маршруты следует считать устаревшими, так как они больше не могут служить ареной для испытания динамических качеств автомобилей и могут быть сохранены только для менее мощных, малолитражных автомобилей.

Максимальная скорость до некоторой степени ограничивается прочностью конструктивных элементов автомобиля и в первую очередь его шин. Это касается главным образом сверхбыстроходных рекордных автомобилей. Еще в 1904—1905 гг. на страницах журнала „La Vie automobile" был приведен несложный расчет, согласно которому абсолютный рекорд скорости не может превысить 214 *км/час*. Зная временное сопротивление резины, автор заметки рассчитал шину как маховик на разрыв центробежной силой и получил указанную критическую скорость. С тех пор успехи в конструировании и производстве пневматиков опрокинули подобные расчеты и позволили почти втрое превысить расчетный предел 1905 г.

Чтобы оценить быстроходность автомобиля, необходимо сопоставить сопротивления, которые он преодолевает, силу сцепления ведущих колес и его мощность. Рассмотрим прежде всего силы сопротивления. Для упрощения предположим, что автомобиль движется по горизонтальной дороге, т. е. в условиях, принятых для гонок на километр с хода и с места.

Тогда имеем три вида сопротивления:

1) сопротивление качению;

2) сопротивление воздуха и

3) сопротивление силы инерции.

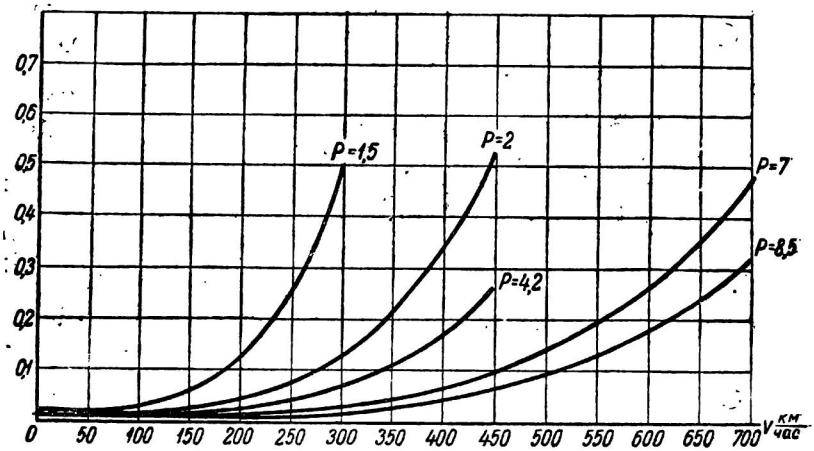
Сопротивление качению обусловлено деформациями шины и дороги. Необходимо отметить некоторые принципиальные различия в определении этого вида сопротивления для обычного транспортного автомобиля и для гоночного. В тяговых расчетах автомобилей сопротивление качению обычно фигурирует как постоянная, независимая от скорости величина и вычисляется по формуле:

$$P_f = fG,$$

где f — постоянный коэфициент сопротивления качению;

G — полный вес автомобиля.

Такой метод расчета правилен, пока речь идет о скоростях, не превышающих 120—130 *км/час*, свойственных обычным легковым автомобилям. При больших скоростях расчетная скорость получается завышенной и не достигается на практике. Соответствующие эксперименты, проведенные шинной компанией Континенталь,



Фиг. 118. Коэфициент сопротивления качению как функция скорости при различном давлении в шинах.

установили зависимость коэфициента сопротивления качению от скорости автомобиля. В результате обработки опытных данных была найдена эмпирическая формула для вычисления коэфициента f как функции скорости автомобиля и внутреннего давления в шинах. Согласно этой формуле

$$f = \frac{1}{p^{0,64}}\left(20 + \frac{v^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}}\right), \qquad (1)$$

где f — сопротивление качению в *кг* на тонну для твердого, ровного грунта;

p — внутреннее давление в шинах в *кг/см*^{2};

v — скорость автомобиля в *км/час*.[1]

Силу сопротивления качению находим из выражения $P_f = fG$, имея в виду (1)

$$P_f = \frac{1}{p^{0,64}}\left(20 + \frac{v^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}}\right) G \text{ кг}. \qquad (2)$$

Здесь G — вес автомобиля в тоннах.

Графическая зависимость между коэфициентом сопротивления качению и факторами p и v представлена на фиг. 118. По мере возрастания скорости коэфициент f увеличивается сначала крайне медленно, а затем быстро нарастает. График

[1] Коэфициент f согласно этой формуле в дальнейшем рассматривается автором, как общий приведенный коэфициент сопротивления качению для автомобиля в целом (т. е. учитывающий передачу колесами крутящего момента). *Прим. ред.*

также показывает, какое большое влияние оказывает давление в шинах на сопротивление качению. В этой зависимости можно видеть, почему на гоночных автомобилях применяются только шины высокого давления. Пологая форма начала кривой позволяет производить расчет обычных автомобилей, считая f постоянным. В тяговых расчетах гоночных автомобилей следует обязательно учитывать переменный характер коэфициента f. Он достигает особенно больших значений на скоростях 300—400 *км/час* и выше. Вследствие этого на очень высокой скорости сила сопротивления качению может сравняться с таковой сопротивления воздуха и даже превысить ее.

Сопротивление воздуха обусловлено перемещением воздушных масс при движении автомобиля и трением воздуха о поверхность кузова и прочие части. Влияние конструкции кузова на величину сопротивления воздуха рассмотрено в главе о кузовах. Сопротивление воздуха определяется из выражения:

$$P_w = \frac{k \rho F v^2}{13} \text{ кг}, \qquad (3)$$

где k — коэфициент сопротивления воздуха;

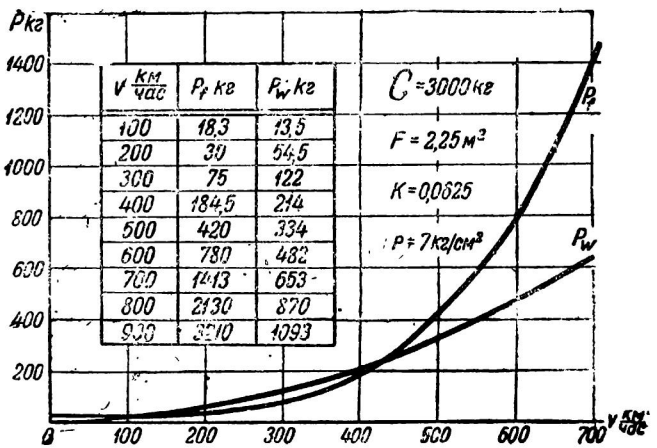
ρ — плотность массы воздуха, равная 0,125 $\frac{кг/сек^2}{м^4}$;

F — площадь лобового сопротивления в $м^2$;

v — скорость в *км/час*.

На фиг. 119 даны график и численные значения сопротивления качению и сопротивления воздуха для рекордного гоночного автомобиля типа Непир-Рельтон.

Кривые P_f и P_w пересекаются в двух точках. В начальный момент движения сопротивление воздуха равно нулю, в то время как сопротивление качению сразу же приобретает практически ощутимую величину. С увеличением скорости P_w сначала увеличивается быстрее, чем P_f, благодаря чему P_w становится равным P_f для данного автомобиля на некоторой скорости, превышающей 100 *км/час*. Этот момент соответствует первой точке пересечения кривых P_f и P_w. Дальнейшее возрастание скорости сопровождается более интенсивным увеличением P_f; последнее снова достигает значения P_w, т. е. получается вторая точка пересечения, расположенная для данного автомобиля в интервале между 400 и 500 *км/час*.



v км/час	P_f кг	P_w кг
100	18,3	13,5
200	39	54,5
300	75	122
400	184,5	214
500	420	334
600	780	482
700	1243	653
800	2130	870
900	3210	1093

Фиг. 119. Сопротивление качению и сопротивление воздуха гоночного автомобиля Непир-Рельтон.

Таким образом, весь рабочий интервал скоростей автомобиля можно разделить на три диапазона в зависимости от характера соотношения сил сопротивления качению и сопротивления воздуха.

1. Низший диапазон преобладающего влияния сопротивления качению. Этот диапазон является рабочим для грузовиков, а для гоночных автомобилей не характерен.

2. Диапазон скоростей с преобладающим влиянием сопротивления воздуха. В этом диапазоне работают дорожно-гоночные и быстроходные легковые автомобили.

3. Высший диапазон преобладающего влияния сопротивления качению. В этом диапазоне работают самые быстроходные гоночные автомобили, предназначенные для установления абсолютного рекорда скорости.

Сопротивление силы инерции имеет место только при ускоренном движении автомобиля. Оно равно произведению массы автомобиля на ускорение

$$P_j = \frac{G}{g} \cdot j \cdot 1000 \text{ кг},$$

где G — вес автомобиля в тоннах;

j — ускорение в $м/сек^2$;

g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 $м/сек^2$.

При разгоне автомобиля затрачивается усилие не только на сообщение поступательного движения, но и на разгон вращающихся частей — маховика, колес и т. д. Чтобы учесть затрату усилия на разгон вращающихся частей, в выражение P_j вводим коэфициент δ, который условно увеличивает поступательно движущуюся массу автомобиля на величину, эквивалентную влиянию вращающихся частей.

Тогда

$$P_j = \delta \frac{G}{g} \cdot j \cdot 1000 \text{ кг}. \tag{4}$$

Коэфициент δ зависит от момента инерции вращающихся частей, а также от передаточного числа в коробке передач i_k и передаточного числа главной передачи i_0. Коэфициент δ определяют приближенно из формулы:

$$\delta = 1 + \sigma i_k^2. \tag{5}$$

Здесь σ зависит от момента инерции маховика и передаточного числа i_0. Выражение (5) не учитывает влияния разгона колес автомобиля, так как в основном на разгон автомобиля влияет масса маховика. Колеса гоночных автомобилей обычно изготовляют из легких сплавов и снабжают легкими покрышками, не рассчитанными на большой срок службы, поэтому есть основания считать формулу (5) применимой и для гоночных автомобилей.[1] Для легковых автомобилей с многоцилиндровыми двигателями, с малым моментом инерции маховика, принимают $\sigma = 0{,}04$ (см. акад. Е. А. Чудаков, Теория автомобиля, 1935). Эта же цифра принята нами в дальнейшем изложении для гоночного автомобиля из-за отсутствия конкретных данных, хотя, вероятно, значение σ для специальных гоночных конструкций может быть несколько снижено.

Сумма всех сопротивлений должна быть равна тяговому усилию двигателя P_k, отнесенному к окружности ведущих колес

$$P_k = P_f + P_w + P_j.$$

Подставляем из формул (2), (3) и (4) выражения для P_f, P_w и P_j

$$P_k = \frac{1}{p^{0.64}} \left(20 + \frac{v^{3.7}}{1294000\, p^{1.44}} \right) G + \frac{k \rho F v^2}{13} + \delta \frac{G}{g} j \cdot 1000.$$

Это уравнение представляет собой тяговый баланс автомобиля. Тяговое усилие известно из характеристики двигателя

$$P_k = \frac{M_m i_0 i_k \eta_m}{r_k},$$

где M_m — крутящий момент двигателя;

r_k — радиус ведущего колеса,[2]

η_m — коэфициент полезного действия, характеризующий потери на трение в трансмиссии, принимаемый в дальнейшем не зависящим от скорости вращения двигателя.

---

[1] Тем не менее у мощных автомобилей классов A, B и C с колесами большого диаметра и шинами широкого профиля влиянием момента инерции колес на коэфициент δ, повидимому, пренебрегать нельзя.

[2] Вследствие применения на гоночных автомобилях шин с повышенным давлением во всех расчетах не принимается во внимание деформация шин и радиус качения принят равным радиусу колеса.

Окончательно уравнение тягового баланса принимает следующий вид:

$$\frac{M_m i_0 i_k \eta_m}{r_k} = \frac{1}{p^{0.64}}\left(20 + \frac{v^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}}\right) G + \frac{k \rho F v^2}{13} + \delta \frac{G}{g} j \cdot 1000. \qquad (6)$$

Тяговый баланс характеризует распределение тягового усилия на различные виды сопротивления.

Таким же образом можно представить распределение мощности двигателя, затрачиваемой на преодоление различных сопротивлений. Принимаем следующие обозначения:

N_f — мощность, затрачиваемая на преодоление силы сопротивления качению;
N_w — мощность, затрачиваемая на преодоление силы сопротивления воздуха;
N_j — мощность, затрачиваемая на преодоление силы сопротивления инерции;
N_m — мощность двигателя.

Тогда

$$N_m \eta_m = N_f + N_w + N_j.$$

Это уравнение носит название рабочего баланса автомобиля. В окончательном виде уравнение рабочего баланса:

$$N_m \eta_m = \frac{1}{p^{0.64}}\left(20 + \frac{v^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}}\right) \frac{G \cdot v}{3{,}6 \cdot 75} + \frac{k \rho F v^3}{13 \cdot 3{,}6 \cdot 75} + \delta \frac{G}{g} j \frac{1000 \cdot v}{3{,}6 \cdot 75},$$

или, перемножая постоянные коэфициенты,

$$N_m \eta_m = \frac{1}{p^{0.64}}\left(20 + \frac{v^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}}\right) \frac{G \cdot v}{270} + \frac{k \rho F v^3}{3500} + \delta \frac{G}{g} j \cdot v \cdot 3{,}7. \qquad (7)$$

Если приравнять нулю последний член (установившееся движение), а затем подставить в уравнение (7) максимальное значение мощности N_m и решить это уравнение относительно v, то получим максимальную скорость автомобиля v_{max}.

2. СИЛА СЦЕПЛЕНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС. ПРЕДЕЛЬНАЯ СКОРОСТЬ

При движении автомобиля на поверхности соприкосновения ведущего колеса с дорогой возникает касательное усилие, максимальная величина которого зависит от силы сцепления колеса с дорогой. Максимальная сила сцепления $P_{k\max}$ определяется как произведение коэфициента сцепления на сцепной вес автомобиля, иначе говоря, вес, приходящийся на ведущие колеса:[1]

$$P_{k\max} = \varphi G_\varphi \cdot 1000,$$

где φ — коэфициент сцепления;
G_φ — сцепной вес в тоннах.

В обычных условиях движения касательное усилие на ведущих колесах не достигает максимального значения $P_{k\max}$. Коэфициент сцепления зависит от дороги и конструкции шин; сцепной вес зависит от общего веса и распределения веса между ведущими и неведущими колесами, т. е. от конструкции автомобиля. Высший коэфициент сцепления получен на бетонированных треках, где он достигает единицы. Значения φ для различных типов дорожного покрытия приведены в табл. 45. Нами принято как максимальное значение $\varphi = 0{,}9$ согласно заслуживающим доверия источникам (см. также работу W. Kamm в „ATZ“ № 13, 1934).

На протяжении 50 лет существования автомобильного спорта абсолютный рекорд скорости возрос с 63 до 595 *км/час* — почти в 10 раз. В связи с этим неоднократно возникал вопрос: существует ли предельная возможная скорость автомобиля и какова ее численная величина? Попытаемся внести некоторую ясность в эту проблему.

[1] В дальнейшем во всех расчетах не учитывается изменение нормальных реакций на правые и левые колеса под действием крутящего момента, передаваемого от двигателя, влияющее на величину используемой силы сцепления. Строго говоря, это изменение нужно учитывать в расчетах при предельных значениях силы сцепления колес с дорогой.
Прим. ред.

Наибольший сцепной вес получается в случае привода на все колеса. Тогда сцепной вес равен полному весу автомобиля. Следовательно, для достижения максимальной скорости гоночный автомобиль должен иметь все колеса ведущими. Примером такого устройства и является рекордный автомобиль Непир-Рельтон. На основании предыдущего, для него $P_{k\max} = \varphi \cdot G \cdot 1000$ *кг*, где G — полный вес автомобиля в тоннах. Если двигатель и будет в состоянии развить касательное усилие больше $P_{k\max}$, то оно вызовет только буксование колес, но нисколько не увеличит тягового усилия автомобиля. Очевидно, что предельная скорость автомобиля будет достигнута, когда сумма сил сопротивления качению и сопротивления воздуха станет равной $P_{k\max}$

$$P_{k\max} = P_f + P_w.$$

Таблица 45

Коэфициент сцепления φ

Дорожное покрытие	Состояние	φ
Бетон	Сухое Мокрое	0,9—1,0 0,8—0,9
Тармак (в хорошем состоянии)	Сухое Мокрое	0,8—0,9 0,6—0,7
Асфальт (в хорошем состоянии)	Сухое Мокрое	0,6 - 0,8 0,4 0,7
Деревянные торцы (в хорошем состоянии)	Сухое Мокрое	0,8—0,9 0,4—0,7

Из Autocar, 10/VI—1938.

Разумеется, двигатель должен обладать мощностью, достаточной для получения касательного усилия, равного $P_{k\max}$. Определим физический предел скорости для вышеупомянутого рекордного автомобиля Непир-Рельтон. С этой целью построим (фиг. 120) кривую $P_w + P_{f3000}$, откладывая от горизонтальной оси сначала отрезки, равные P_w, а затем от кривой P_w соответствующие ординаты P_{f3000}. Тогда получим кривую $P_w + P_{f3000}$, т. е. графическое изображение тягового баланса при установившемся движении (сопротивление силы инерции отсутствует). Максимальное тяговое усилие при весе автомобиля $G = 3$ *т* и $\varphi = 0{,}9$,

$$P_{k\max} = 0{,}9 \cdot 3 \cdot 1000 = 2700 \text{ кг}.$$

Проведем на графике фиг. 120 горизонталь $P_{k\max} = 2700$ до пересечения с кривой $P_w + P_{f3000}$ и опустим из точки пересечения E перпендикуляр на ось абсцисс, чтобы определить скорость, для которой $P_{k\max} = P_w + P_{f3000}$. Эта скорость — $v_{\lim}$ и будет предельной для данного автомобиля. В нашем примере $v_{\lim}$ несколько выше 750 *км/час*. Какую мощность должны развить двигатели, чтобы автомобиль мог достичь своего физического предела скорости? Если принять $v_{\lim} = 750$ *км/час* $= 208$ *м/сек*, то по известной формуле механики

$$N_m = \frac{P_{k\max} \cdot v_{\lim}}{75 \cdot \eta_m} = \frac{2700 \cdot 208}{75 \cdot 0{,}93} \approx 8000 \text{ л. с.}$$

К. п. д. трансмиссии нами принят 0,93 — реальная величина при тщательном индивидуальном изготовлении механизмов гоночного автомобиля. Такой же цифрой оценивали качество механизмов рекордного автомобиля Thunderbolt. Полученная мощность намного больше фактической мощности автомобиля Непир-Рельтон (2500—2900 *л. с.*). Следовательно, при установлении рекорда, когда была достигнута скорость

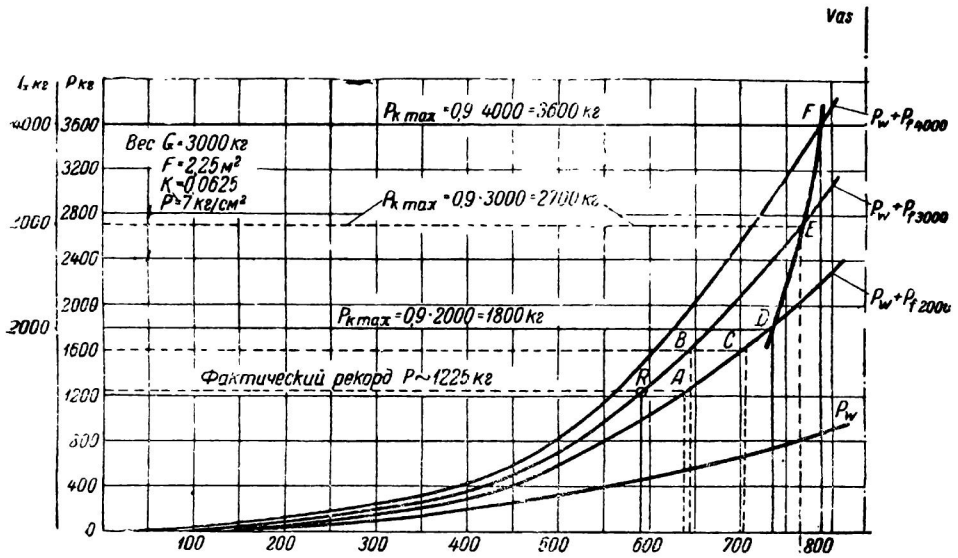
595 *км/час*, автомобиль Непир-Рельтон еще обладал большим запасом силы сцепления колес с дорогой. Так, при скорости 595 *км/час* тяговое усилие

$$P_к = \frac{N_m \eta_m \cdot 75}{v} = \frac{2900 \cdot 0{,}93 \cdot 75}{165} = 1225 \text{ кг},$$

меньше половины $P_{k\max} = 2700$ *кг*. Рекорд был установлен не на бетонированном треке, поэтому будет вернее оценить коэфициент сцепления (по данным R. C. Faroux) меньшим значением $\varphi = 0{,}7$. Тогда $P_{k\max} = 0{,}7 \cdot 3 \cdot 1000 = 2100$ *кг* — все-таки гораздо больше фактического окружного усилия. Здесь же вполне уместно выяснить, насколько обоснованно применение четырехколесного привода на автомобиле Непир-Рельтон. Если бы автор проекта ограничился приводом на задние колеса, то, принимая нагрузку на заднюю ось равной 0,6 от полного веса, а коэфициент сцепления $\varphi = 0{,}7$, получили бы максимальную возможную силу сцепления

$$P_{k\max} = 0{,}7 \cdot 0{,}6 \cdot 3 \cdot 1000 = 1260 \text{ кг}.$$

Иначе говоря, фактически необходимое для рекордной скорости 595 *км/час* окружное усилие оказалось бы почти равным максимальной силе сцепления. Работа на пределе силы сцепления неизбежно связана с усиленной пробуксовкой и приво-



Фиг. 120. Суммарное сопротивление $P_w + P_f$ рекордного автомобиля Непир-Рельтон.

дит к губительным последствиям для наиболее слабого места современного рекордного автомобиля — его шин. Отсюда совершенно правильное решение — распределить окружное усилие между четырьмя колесами, разгрузив таким путем от чрезмерного окружного усилия и без того перегруженные покрышки. Надежная работа шин — существенный фактор безопасности для водителя; разрыв шины на большой скорости может привести к потере управления и катастрофе.

Можно было бы повысить сцепление задних колес, увеличив вес автомобиля, но тогда мощность двигателей оказалась бы недостаточной для достижения рекордной скорости. Между тем автор проекта имел в своем распоряжении только два относительно устаревших двигателя общей мощностью не более 2900 *л. с.* при рабочем объеме каждого около 24 *л*.

Автомобиль Непир-Рельтон обладает вполне реальными перспективами для дальнейшего улучшения абсолютного рекорда скорости. Чтобы приблизиться к физическому пределу скорости на бетонированном треке с коэфициентом сцепления $\varphi = 0{,}9$, как указывалось выше, требуется мощность около 8000 *л. с.* Для двигателей Непир в этом случае потребовалось бы форсирование до литровой мощности

$$N_л = \frac{N_m}{V_h} = \frac{8000}{48} = 167 \text{ л. с./л}$$

вместо фактической литровой мощности 60 *л. с./л*. Для современных двигателей большого литража авиационного типа литровая мощность 167 *л. с./л* кажется фантастичной, но зато в области малолитражного двигателестроения эта мощность не только достигнута, но и превзойдена. Прогресс техники сопровождается поразительными успехами в части увеличения литровой мощности, и то, что было возможным в малолитражных двигателях, рано или поздно становилось достоянием двигателей большого литража. Во время второй мировой войны появились серийные авиационные двигатели мощностью более 2000 *л. с.* при габаритных размерах, близких к размерам старых двигателей типа Непир Лайон. К сожалению, большинство таких двигателей принадлежит к звездообразному типу с воздушным охлаждением, а такие двигатели неудобны для установки на автомобили (например, Wright Double Cyclone 2000 *л. с.*, BMW802, 2000 *л. с.*, Pratt Whitney double Wasp 2000 *л. с.*, все 18-цилиндровые). Но имеются мощные двигатели рядного типа, более приспособленные для работы на автомобиле; среди них стоит упомянуть Роллс Ройс 61 и особенно 24-цилиндровый Непир-Сэйбр (Napier Sabre), жидкостного охлаждения, имеющий в настоящее время мощность 3000 *л. с.* Последний имеет горизонтальные противолежащие цилиндры, которые обеспечили бы автомобилю низкий центр тяжести и хорошо вписались бы в габариты минимальной лобовой площади. Два таких двигателя, установленные на автомобиле, дали бы суммарную мощность до 6000 *л. с.*

Всякий серийный двигатель поддается форсированию и, если основываться на прошлом опыте, то можно сказать, что, применив все известные средства форсирования как по числу оборотов, так и по рабочему процессу и принеся в жертву долговечность деталей, мощность стандартного двигателя Непир-Сэйбр можно значительно увеличить. При форсировании мотора Непир-Сэйбр на 35% суммарная мощность установки приблизится к 8000 *л. с.* и при условии сохранения весовых и аэродинамических параметров автомобиль типа Непир-Рельтон получит возможность подойти к своему физическому пределу скорости 750—770 *км/час*. Подходящим для гоночного автомобиля является также 12-цилиндровый Роллс Ройс „Гриффон" мощностью 2450 *л. с.*, но он по существу мало отличается от старых гоночных моторов типа „Кубок Шнейдера". Особый интерес представляет 24-цилиндровый, четырехрядный Аллисон, полученный спариванием двух 12-цилиндровых V-образных двигателей. Его мощность достигает 3000 *л. с.* Расположение блоков цилиндров широким низким веером придает двигателю удобную форму для установки на большом обтекаемом автомобиле. Установка двух двигателей Аллисон обеспечила бы без всякой дополнительной форсировки мощность 6000 *л. с.*, т. е. значительно бо́льшую, чем удавалось когда-либо использовать на автомобиле. Конечно, абсолютный рекорд скорости — трудная проблема не только из-за двигателей. Возвращаясь к условиям работы шин, заметим, что при переходе от скорости 600 к 750 *км/час* нагрузка пневматиков под действием центробежной силы увеличивается на 50—60%. По мере приближения к пределу силы сцепления все более высокие требования предъявляются к работе подвески. Она должна обеспечивать непрерывный контакт между шиной и дорогой, а также не допускать значительных колебаний давления шины на дорогу. При отрыве колеса от дороги, с одной стороны, уменьшается тяговое усилие вследствие пробуксовки, а с другой, — срок службы протектора может оказаться недостаточным даже в условиях самого ограниченного гарантийного километража.

Далее перейдем к выяснению влияния веса автомобиля на его предельную скорость. С этой целью на фиг. 120 нанесены еще две кривые $P_w + P_{f2000}$ и $P_w + P_{f4000}$, соответствующие суммарной силе сопротивления автомобиля Непир-Рельтон при полном весе 2 и 4 *т*. Кроме того, проведены горизонтали $P_{kmax} = 1800$ *кг* и $P_{kmax} = 3600$ *кг* соответственно уменьшенному и увеличенному сцепному весу. Пересечение горизонталей с кривыми сопротивлений в точках *D* и *F* дает предельные скорости, соответствующие измененному весу. Как видно из графика, возрастание веса в большей степени влияет на фактор P_{kmax} и меньше отражается на увеличении суммарного сопротивления. В результате увеличенный вес позволяет поднять предельную скорость, а снижение веса, наоборот, приводит к уменьшению предельной скорости. Но в то же время больший вес требует значительно большей мощности. Так, если увеличить вес принятого нами автомобиля до 4 *т*, его пре-

дельная скорость возрастет до ~ 780 *км/час*, а потребная мощность двигателя увеличится до

$$N_m = 8000 \frac{3600}{2700} \cdot \frac{780}{750} \approx 11\,000 \text{ л. с.}$$

Несколько иначе влияет вес автомобиля на его максимальную скорость, пока не достигнута предельная сила сцепления. Здесь снижение веса приводит к выигрышу в скорости. Например, если уменьшить вес до 2 *т*, а окружное усилие сохранить равным фактическому окружному усилию у автомобиля Непир-Рельтон 1225 *кг*, то максимальная скорость определится пересечением горизонтали $P = 1225$ *кг* с кривой $P_w + P_{f_{2000}}$ в точке A. Она близка к 650 *км/час*. Необходимая мощность двигателя увеличится до

$$N_m = 2900 \frac{650}{595} \approx 3160 \text{ л. с.}$$

Если же сохранить вес прежним, но увеличить окружное усилие, например, до 1600 *кг*, то максимальная скорость определится точкой B на горизонтали $P = 1600$ *кг* и также близка к 650 *км/час*, но зато потребная мощность гораздо больше

$$N_m = 2900 \frac{650}{595} \cdot \frac{1600}{1225} \approx 4150 \text{ л. с.}$$

Точно так же всякое сокращение веса дает некоторый выигрыш скорости в том случае, когда мощность не может быть увеличена.

Таким образом, подтверждается реальная возможность улучшения абсолютного рекорда скорости для автомобиля типа Непир-Рельтон, особенно за счет увеличения мощности двигателей, так как большое снижение веса — несравненно более трудная задача.

Соединяя точки D, E, F плавной линией, получаем новую кривую, которая дает зависимость между весом автомобиля и его предельной скоростью $G = f(v_{\lim})$. На фиг. 120 у вертикальной оси нанесен дополнительный масштаб G. В самом деле точки D, E, F одновременно принадлежат горизонталям $P_{k\max}$ и кривым $P_w + P_f$, т. е. имеем следующее уравнение

$$\varphi G\,1000 = \frac{1}{p^{0,64}} \left(20 + \frac{v_{\lim}^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}}\right) G + \frac{k \rho F v^2_{\lim}}{13}. \qquad (8)$$

Из графика фиг. 120 видно, что при равномерном увеличении веса приращения предельной скорости убывают по величине. Так, прирост скорости в результате увеличения веса от 3 до 4 *т* значительно меньше, чем при переходе от 2 к 3 *т*. Поэтому можно предполагать существование некоторого предела, к которому кривая $G = f(v_{\lim})$ приближается асимптотически. Иными словами, беспредельное увеличение веса не ведет к бесконечному возрастанию скорости, а только приближает ее сколь угодно близко к некоторому предельному значению v_{as}. Чтобы найти v_{as}, исследуем уравнение (8) на асимптоты, параллельные оси G. По правилу нахождения асимптот перенесем все члены уравнения в одну сторону и расположим их по степеням G

$$\left[\frac{1}{p^{0,64}} \left(20 + \frac{v_{\lim}^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}}\right) - \varphi \cdot 1000\right] G + \frac{k \rho F v_{\lim}^{2}}{13} = 0.$$

Далее приравниваем нулю коэфициент при G и, решая его как уравнение относительно $v_{\lim}$, получаем асимптотическое значение $v_{\lim}$, т. е. v_{as}.

$$\frac{1}{p^{0,64}} \left(20 + \frac{v_{as}^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}}\right) - \varphi \cdot 1000 = 0$$

$$v_{as}^{3,7} = (\varphi \cdot 1000\, p^{0,64} - 20)\, 1294000\, p^{1,44}$$

$$v_{as} = \sqrt[3,7]{(\varphi\, 1000\, p^{0,64} - 20)\, 1294000\, p^{1,44}} = [(\varphi\, 1000\, p^{0,64} - 20)\, 1294000\, p^{1,44}]^{\frac{1}{3,7}}$$

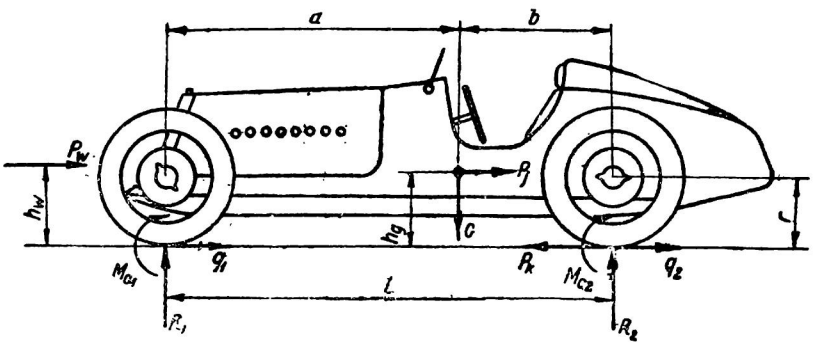
$$v_{as} = [(\varphi\, 1000\, p^{0,64} - 20)\, 1294000\, p^{1,44}]^{0,27}. \qquad (9)$$

Выражение (9) дает возможность вычислить асимптотический предел скорости. Определим численное значение v_{as} для автомобиля Непир-Рельтон. Подставляем в формулу (9) $p = 7$ *кг/см*^{2} и $\varphi = 0{,}9$

$$v_{as} = [(0{,}9 \cdot 1000 \cdot 7^{0{,}64} - 20)\, 1294000 \cdot 7^{1{,}44}]^{0{,}27} \approx 835 \text{ км/час}.$$

Следовательно, при переходе веса машины от реального веса $G = 3$ *т* к бесконечно большому весу скорость ее увеличится всего лишь на 75—85 *км/час*. Отсюда становится понятным, сколь незначителен эффект от увеличения веса при одновременном колоссальном возрастании мощности, когда автомобиль работает на пределе силы сцепления колес с дорогой.

Не лишен интереса вопрос о том, каковы возможности улучшения абсолютного рекорда скорости автомобилем с двумя ведущими колесами. Такой автомобиль находится в менее благоприятных условиях, так как его сцепной вес равен только части полного веса. Сцепной вес определяется не только статической нагрузкой на ведущую ось, но зависит еще от характера перераспределения веса под влиянием сил сопротивлений. Поэтому необходимо выяснить, как изменяется давление



Фиг. 121. Схема действия сил, приложенных к автомобилю.

на ведущие колеса при движении автомобиля по горизонтальному пути. На фиг. 121 представлена схема сил и моментов, приложенных к автомобилю. На этой схеме — для передних колес:

R_1 — реакция, перпендикулярная к плоскости дороги;

q_1 — сила сопротивления качению, лежащая в плоскости дороги;

M_{c1} — момент силы сопротивления качению;

для ведущих колес:

R_2 — реакция, перпендикулярная к плоскости дороги;

q_2 — сила сопротивления качению, лежащая в плоскости дороги;

M_{c2} — момент силы сопротивления качению;

P_k — тяговое усилие на колесе.

Помимо того, внешними силами являются:

P_w — сила сопротивления воздуха;

P_j — сила сопротивления инерции.

Обозначения размеров: L — база автомобиля; h_w — высота центра парусности, т. е. высота точки приложения аэродинамических сил сопротивления воздуха; h_g — высота центра тяжести; a и b — размеры, определяющие положение центра тяжести по длине автомобиля; r — радиус колеса.

Полная сила сопротивления качению автомобиля

$$q_1 + q_2 = P_f.$$

Моменты сил сопротивления качению

$$M_{c1} = q_1 r \quad M_{c2} = q_2 r.$$

$$M_{c1} + M_{c2} = (q_1 + q_2)\, r = P_f r.$$

Уравнение равновесия проекций всех сил на горизонтальную ось

$$P_w + P_j + q_1 + q_2 = P_w + P_j + P_f = P_k.$$

Уравнение равновесия проекций всех сил на вертикальную ось

$$R_1 + R_2 = G.$$

Уравнение моментов относительно точки соприкосновения заднего колеса с дорогой:

$$R_1(a+b) + P_w h_w + P_j h_g + M_{c1} + M_{c2} = Gb.$$

$$R_1(a+b) + P_w h_w + P_j h_g + P_f r = Gb.$$

Отсюда находим реакцию R_1:

$$R_1 = G\frac{b}{a+b} - \frac{P_w h_w}{a+b} - \frac{P_j h_g}{a+b} - \frac{P_f r}{a+b};$$ имея в виду, что $a+b=L$,

$$R_1 = G\frac{b}{L} - \frac{P_w h_w}{L} - \frac{P_j h_g}{L} - \frac{P_f r}{L}. \qquad (10)$$

Реакция задней оси $R_2 = G - R_1$; после подстановки получаем:

$$R_2 = G - G\frac{b}{L} + \frac{P_w h_w}{L} + \frac{P_j h_g}{L} + \frac{P_f r}{L}$$

$$R_2 = G\frac{a}{L} + \frac{P_w h_w}{L} + \frac{P_j h_g}{L} + \frac{P_f r}{L}. \qquad (11)$$

Радиус шины для автомобиля типа Grand Prix составляет около 450 *мм*. Отношение $\frac{h}{L}$ у автомобиля Ауто Унион равно 0,159. Иначе говоря, при базе $L = 2{,}8 - 2{,}9$ *м*, $h_g = 445 - 460$ *мм*. Высота центра парусности h_w незначительно отличается от высоты центра тяжести h_g. Таким образом, можно принять с достаточной для практики точностью, что для низкого гоночного автомобиля

$$h_w = h_g = r.$$

Для больших рекордных автомобилей (Непир-Рельтон, Thunderbolt) такое соотношение тоже справедливо. Тогда, заменяя в уравнениях (10) и (11) h_w и h_g на r, получим

$$R_1 = G\frac{b}{L} - \frac{r}{L}(P_w + P_j + P_f)$$

$$R_2 = G\frac{a}{L} + \frac{r}{L}(P_w + P_j + P_f).$$

Заменим сумму сил сопротивлений тяговым усилием P_k

$$R_1 = G\frac{b}{L} - P_k\frac{r}{L} \qquad (12)$$

$$R_2 = G\frac{a}{L} + P_k\frac{r}{L}. \qquad (13)$$

Когда автомобиль стоит неподвижно, нагрузка на переднюю ось

$$G_1 = \frac{b}{L}G;$$

статическая нагрузка задней оси

$$G_2 = \frac{a}{L}G.$$

Чтобы выяснить изменение реакций R_1 и R_2 под действием сил сопротивления движению, введем коэфициенты изменения реакции m_1 и m_2, как отношения

$$m_1 = \frac{R_1}{G_1} \quad \text{и} \quad m_2 = \frac{R_2}{G_2}.$$

Для нас представляет интерес выяснить в первую очередь предельное значение m_2, так как от него зависит максимальная сила тяги, которую можно использовать для движения автомобиля

$$m_2 = \frac{G\frac{a}{L} + P_k\frac{r}{L}}{\frac{a}{L}G} = 1 + P_k\frac{r}{aG}. \qquad (14)$$

Максимальная сила тяги $P_{k\max} = m_2\varphi G_2 = m_2\varphi\frac{a}{L}G$. Подставляем выражение $P_{k_{max}}$ в уравнение (14), чтобы найти значение m_2, соответствующее максимальному тяговому усилию

$$m_2 = 1 + m_2\varphi\frac{r}{L},$$

отсюда

$$m_2 = \frac{1}{1-\varphi\frac{r}{L}}. \qquad (15)$$

Если принять за оптимальное значение $\varphi = 0{,}9$, то $m_2 = 1{,}14$ для автомобиля Непир-Рельтон при отношении $\frac{r}{L} = 0{,}137$. Для автомобиля Thunderbolt $m_2 = 1{,}13$ при $\frac{r}{L} = 0{,}125$. Для автомобилей типа Grand Prix m_2 около 1,15. Определим предельное значение m_1, чтобы узнать наибольшую разгрузку передней оси

$$m_1 = \frac{G\frac{b}{L} - P_k\frac{r}{L}}{\frac{b}{L}G}.$$

Подставляем сюда $P_{k\max}$, вводим значение m_2 на основании (15) и получаем

$$m_1 = 1 - m_2\varphi\frac{ar}{bL}.$$

После упрощений

$$m_1 = \frac{1-\frac{r\varphi}{b}}{1-\frac{r\varphi}{L}}. \qquad (16)$$

Максимальная сила тяги автомобиля с задними ведущими колесами

$$P_{k\max} = m_2\varphi G_2 = \frac{1}{1-\varphi\frac{r}{L}}\cdot\varphi G_2 = R_2\varphi.$$

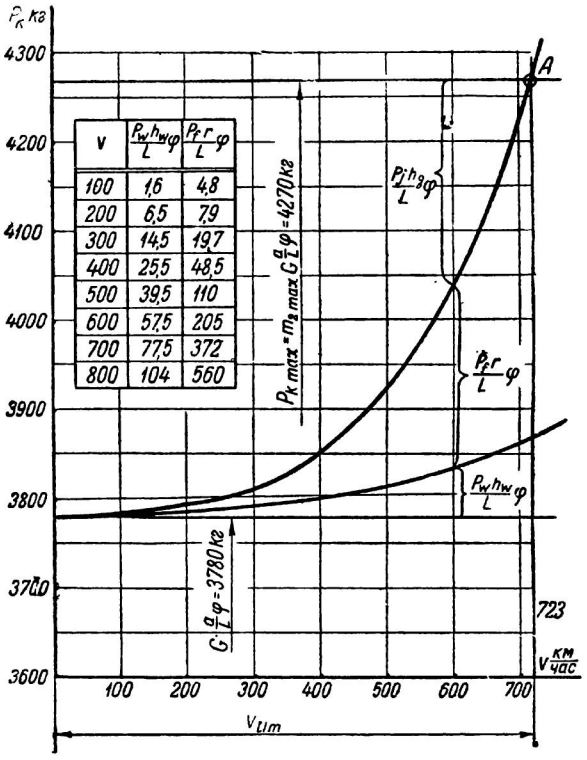
Если подставить R_2 из (11), то получим

$$P_{k\max} = \frac{1}{1-\varphi\frac{r}{L}}\varphi G_2 = G\frac{a}{L}\varphi + \frac{P_w h_w}{L}\varphi + \frac{P_j h_g}{L}\varphi + \frac{P_f r}{L}\varphi. \qquad (17)$$

Это выражение дает возможность выяснить происхождение составляющих максимальной силы тяги. Первый член правой части уравнения представляет собой силу тяги, полученную от статической нагрузки ведущей оси. Остальные члены дают дополнительное изменение силы тяги вследствие изменения реакции под действием соответственно силы сопротивления воздуха, силы сопротивления инерции и силы сопротивления качению. Сумма составляющих максимальной силы тяги постоянна, так как в левой части уравнения фигурируют только постоянные величины. Между тем три последних члена правой части являются функциями скорости на основании уравнений $P_w = f(v)$ и $P_f = f_1(v)$, а сила P_j определяется всегда как разность $P_k - (P_w + P_f)$. Следовательно, значение отдельных членов в постоянной величине $P_{k\max}$ изменяется в зависимости от скорости. На малых скоростях доминирующее значение из трех последних членов имеет изменение силы тяги под действием силы сопротивления инерции автомобиля ввиду того, что со-

противление воздуха и качения ничтожно мало. На большой скорости, наоборот, возрастает значение членов $\frac{P_w h_w}{L}\varphi$ и $\frac{P_{fr}}{L}\varphi$, а сила инерции не играет существенной роли, так как запас тяги на разгон уменьшается, а по достижении предельной скорости $\frac{P_j h_g}{L}\varphi$ равно нулю.

На фиг. 122 представлено графически изменение составляющих силы тяги автомобиля Thunderbolt с учетом изменения нагрузки на ведущую ось. Точка A, где $\frac{P_j h_g}{L}\varphi$ становится равным нулю, соответствует предельной скорости $v_{\lim}$; для данного автомобиля $v_{\lim} \approx 723$ *км/час*. По абсолютной величине изменения силы тяги, вызванные силами сопротивления, невелики по сравнению с силой тяги, обусловленной статической нагрузкой.



v	$\frac{P_w h_w}{L}\varphi$	$\frac{P_{fr}}{L}\varphi$
100	1,6	4,8
200	6,5	7,9
300	14,5	19,7
400	25,5	48,5
500	39,5	110
600	57,5	205
700	77,5	372
800	104	560

Фиг. 122. Изменение составляющих силы тяги автомобиля с учетом изменения нагрузки на ведущую ось

На фиг. 123 изображены кривые $P_w + P_f$ для автомобиля Thunderbolt, который является самым быстроходным представителем автомобилей с двумя ведущими колесами. Как показывает график, фактически развитое во время рекордного заезда окружное усилие значительно меньше предельной силы сцепления. Принимая, как и раньше, $\varphi = 0{,}9$, сцепной вес

$$G_\varphi = 0{,}6\,G,\quad m_2 = 1{,}13 \text{ и } G = 7\ m.$$

$$P_{k\max} = \varphi\, 0{,}6G \cdot m_2 = 0{,}9 \cdot 0{,}6 \cdot 7 \cdot 1000 \cdot 1{,}13 = 4270\ кг.$$

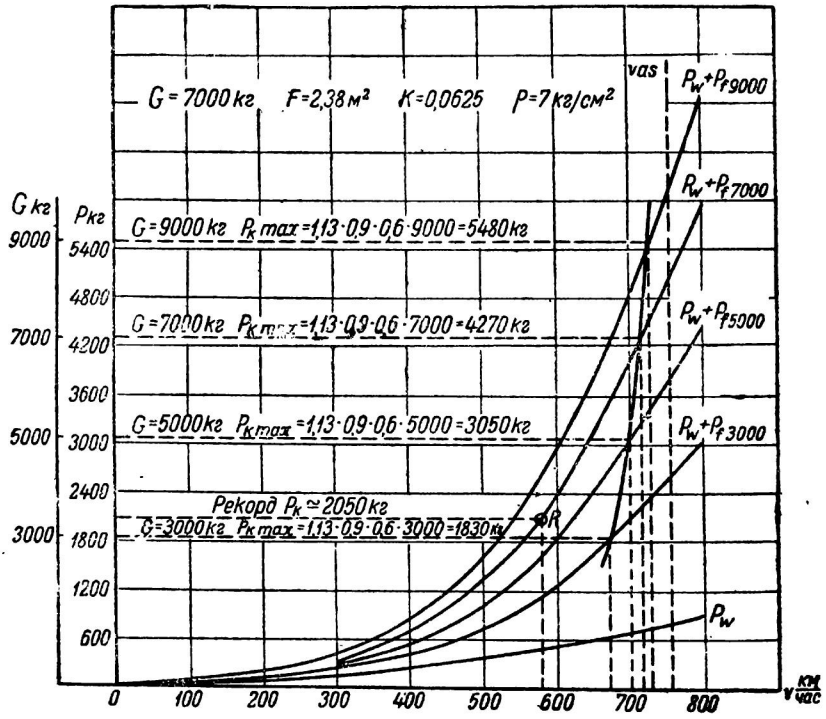
Фактическое окружное усилие при общей мощности двух двигателей 4700 *л. с.*, механическом к. п. д. трансмиссии 0,93 и скорости 575 *км/час* (160 *м/сек.*)

$$P_k = \frac{N_m \cdot \eta_m \cdot 75}{v} = \frac{4700 \cdot 0{,}93 \cdot 75}{160} \approx 2050\ кг.$$

Предельная скорость по фиг. 123 близка к 720 *км/час* (200 *м/сек*), т. е. существенно меньше, чем у автомобиля Непир-Рельтон. В то же время мощность, необходимая для достижения предельной скорости, больше, а именно:

$$N_m = \frac{P_{k\max} \cdot v_{\lim}}{\eta_m 75} = \frac{4270 \cdot 200}{0{,}93 \cdot 75} = 12300 \text{ л. с.}$$

Для выяснения влияния веса автомобиля на его предельную скорость $v_{\lim}$ на фиг. 123 даны кривые $P_w + P_{f3000}$, $P_w + P_{f5000}$ и $P_w + P_{f9000}$ соответственно полному весу 3, 5 и 9 *т*. Так же, как в предыдущем примере, увеличение веса дает возрастание предельной скорости. При равном весе с автомобилем Непир-Рельтон 3 *т* предельная скорость автомобиля „Молния" была бы всего лишь около 670 *км/час*, немногим больше фактического рекорда автомобиля Непир-Рельтон. Буквой *R* отмечен рекорд, установленный автомобилем Thunderbolt.



Фиг. 123. Тяговый баланс рекордного автомобиля Thunderbolt.

Асимптотический предел скорости для автомобиля с двумя ведущими колесами можно определить из выражения:

$$v_{as} = \left[\left(m_2 \varphi \frac{a}{L}\ 1000\, p^{0{,}64} - 20\right) 1294000\, p^{1{,}44}\right]^{0{,}27}.$$

В нашем примере

$$v_{as} = [(1{,}13 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}6 \cdot 1000 \cdot 7^{0{,}64} - 20)\ 1294000 \cdot 7^{1{,}44}]^{0{,}27} = 755 \text{ км/час}.$$

Сопоставляя результаты вычисления для двух рекордных автомобилей — Непир-Рельтон и „Молния", можно притти к заключению, что возможности улучшения абсолютного рекорда автомобилем с двумя ведущими колесами отнюдь не исчерпаны, но его предельные возможности несомненно ниже, чем у автомобилей с четырьмя ведущими колесами.

3. ИДЕАЛЬНЫЙ ГОНОЧНЫЙ АВТОМОБИЛЬ

На основе проделанных расчетов для произвольно выбранных нами автомобилей мы убеждаемся в существовании физического предела скорости для любого типа автомобиля. Рациональным изменением конструкции физический предел можно отодвинуть в область более высоких скоростей. В самом деле, если улучшить обтекаемую форму автомобиля Непир-Рельтон и снизить его сопротивление качению, например увеличив внутреннее давление в шинах, то кривая суммарного сопротивления на фиг. 120 станет более пологой и ее точка пересечения с горизонталью $P_{k\max}$ отодвинется вправо, иными словами, $v_{\lim}$ станет больше. Однако приведенный пример еще не решает вопроса о существовании и численной величине некоторого абсолютного физического предела скорости для автомобилей, приводимых в движение силой сцепления пневматических шин с дорогой. Чтобы приблизиться к решению этой проблемы, рассмотрим условия движения воображаемого автомобиля, именуемого в дальнейшем „идеальным". Таким условно будем считать автомобиль, обладающий следующей характеристикой:

1. Все колеса ведущие.
2. Вес в рабочем состоянии 1000 *кг*.
3. Лобовая площадь $F = 1{,}5$ *м*^{2}.
4. Коэфициент сопротивления воздуха $k = 0{,}04$.
5. Давление в шинах $p = 8{,}5$ *кг*/*см*^{2}.
6. Сила сцепления колес используется полностью.

Такая характеристика обеспечивает идеальному автомобилю, с одной стороны, высокое тяговое усилие благодаря $100^0/_0$ сцепного веса, а с другой, — сводит к возможному минимуму силы сопротивления качению и сопротивления воздуха.

Вес $G = 1000$ *кг* — представляет собой реальную величину для очень легкого современного автомобиля типа Grand Prix. Конечно, в данном случае будет несоответствие между весом автомобиля и мощностью его двигателя, так как двигатель при колоссальной мощности, необходимой для полного использования силы сцепления на высоких скоростях, должен весить не больше, чем современный гоночный двигатель в 5—6 *л* рабочего объема и, кроме того, должен уложиться в пределах очень ограниченной лобовой площади. Лобовая площадь $F = 1{,}5$ *м*^{2} приблизительно соответствует обтекаемым кузовам с закрытыми колесами, смонтированным на шасси типа Grand Prix. Рекордный 6-литровый автомобиль Ауто Унион имел $F = 1{,}5$ *м*^{2}. Все же выбранная величина F несколько больше минимальной величины лобовой площади, полученной на малолитражном рекордном автомобиле MG с двигателем 1,1 *л* и узкой колеей, у которого $F = 1{,}07$ *м*^{2}; повидимому, именно эта величина составляет минимум для четырехколесного автомобиля, заключенного в обтекаемый кузов при очень наклонной посадке водителя. В последнем случае лобовая площадь в большей степени обусловлена габаритами водителя и колес, нежели двигателем или прочими частями автомобиля.

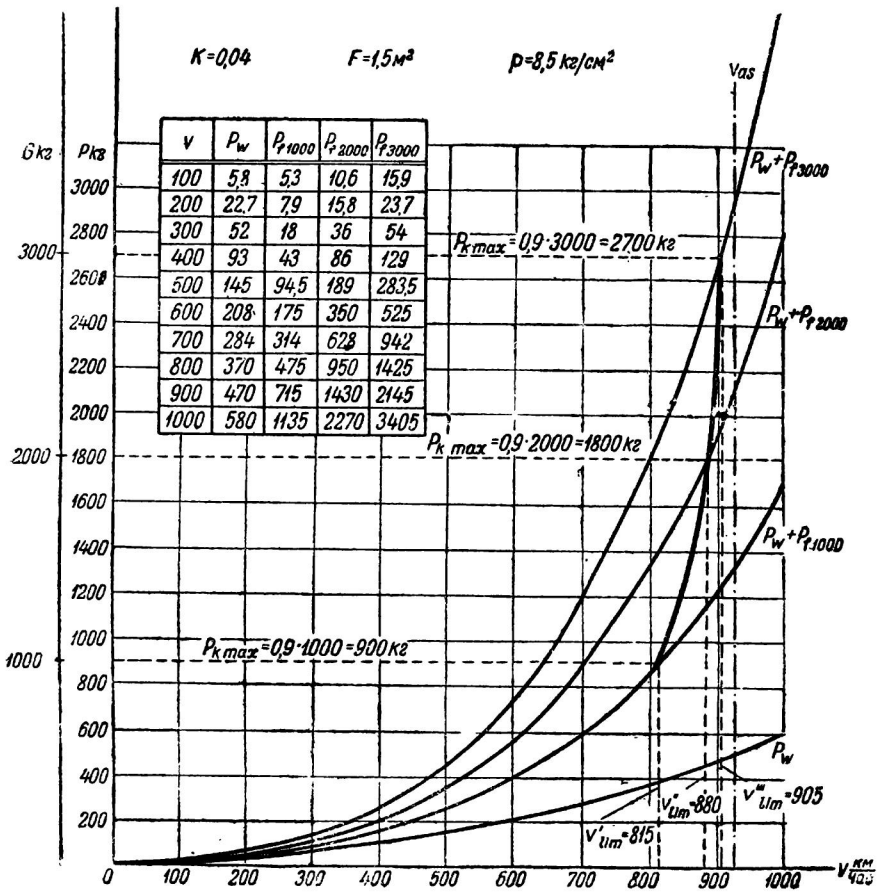
Коэфициент сопротивления воздуха принимаем 0,04, т. е. равным коэфициенту для идеального каплевидного тела, помещенного в свободном потоке воздуха. Стало быть, принятое значение k соответствует аэродинамическому оптимуму.

Давление в шинах p принято равным 8,5 *кг*/*см*^{2}, как наибольшее практически допускавшееся на автомобиле „Синяя птица IV". В позднейших, более быстроходных рекордных автомобилях давление в шинах было снижено по техническим причинам и соображениям безопасности. Нами принята максимальная величина с учетом возможности дальнейшего усовершенствования пневматиков и, как следствие, увеличения максимальной скорости автомобиля.

Автомобиль с подобной характеристикой выходит далеко за пределы возможностей современной техники как по соотношению между мощностью, весом и лобовой площадью, так и по обтекаемости формы. Эта причина и побудила назвать его условно идеальным и рассматривать как предел совершенства, к которому стремится техническое развитие гоночных автомобилей. Сцепной вес идеального автомобиля использован полностью вследствие привода на все колеса. Максимальное тяговое усилие при $\varphi = 0{,}9$

$$P_{k\max} = 0{,}9 \cdot 1000 = 900 \text{ кг}.$$

На фиг. 124 даны численные значения P_w и P_f для идеального автомобиля и показан его тяговый баланс при работе на пределе силы сцепления, причем кривые $P_w + P_f$ построены по формулам (2) и (3) в трех вариантах для веса автомобиля 1000, 2000 и 3000 *кг*. С увеличением веса увеличивается максимальная возможная сила тяги, но также и сопротивление качению. Сопротивление воздуха принимаем неизменяющимся с весом автомобиля. Фактор $P_{k\max}$ увеличивается в большей мере, чем P_f, и потому более тяжелый автомобиль способен развить большую скорость. Три горизонтали $P_{k\max}$, пересекаясь с соответствующими кривыми $P_w + P_f$, определяют предельную скорость $v_{\lim}$ идеального автомобиля при раз-



V	P_w	P_{f1000}	P_{f2000}	P_{f3000}
100	5,8	5,3	10,6	15,9
200	22,7	7,9	15,8	23,7
300	52	18	36	54
400	93	43	86	129
500	145	94,5	189	283,5
600	208	175	350	525
700	284	314	628	942
800	370	475	950	1425
900	470	715	1430	2145
1000	580	1135	2270	3405

Фиг. 124. Тяговый баланс идеального гоночного автомобиля.

личном весе, но неизменных прочих параметрах. Для веса $G = 1000$ *кг* физический предел скорости ~ 815 *км/час*. Удваивая вес, мы повышаем предельную скорость до ~ 880 *км/час*. Если утроить вес, то предельная скорость увеличится еще до ~ 905 *км/час*, т. е. прирост скорости составит только ~ 25 *км/час*. Увеличивая вес до 4000 *кг*, мы могли бы повысить скорость до ~ 913 *км/час* — еще на 8 *км/час*, что на графике не показано. Таким образом равномерные приращения тягового усилия дают быстро убывающие приращения предельной скорости, которая стремится к своему асимптотическому пределу. Определим асимптотическую скорость для идеального гоночного автомобиля так же, как для автомобиля Непир-Рельтон, по формуле (9):

$$v_{as} = [(0{,}9 \cdot 1000 \cdot 8{,}5^{0{,}64} - 20)\, 1\,294\,000 \cdot 8{,}5^{1{,}44}]^{0{,}27} \approx 923 \text{ км/час}.$$

Поэтому можно считать физический предел скорости принятого нами идеального автомобиля равным 923 *км/час*. Конечно, вычисленная нами предельная

скорость не может считаться абсолютным пределом, ибо она получена на основе условных начальных данных. Она скорее дает ориентировочное представление об абсолютном физическом пределе скорости для автомобиля, приводимого в действие силой сцепления шин с дорогой, и доказывает невозможность беспредельного роста абсолютного рекорда даже при неограниченной мощности двигателей. Последняя весьма внушительна, несмотря на идеальные качества рассмотренного нами автомобиля. Так, при весе $G = 1000$ *кг* и скорости 815 *км/час* (226 *м/сек*)

$$N_m = \frac{900 \cdot 226}{75 \cdot 0{,}93} = 2900 \text{ л. с.},$$

а при весе 2000 *кг* и 3000 *кг* и соответственно скоростях 880 и 905 *км/час* необходимая мощность равна 6300 и 9700 *л. с.* По мере приближения к асимптотическому пределу громадное увеличение мощности дает ничтожный прирост скорости. Идеальная характеристика дала увеличение асимптотической скорости меньше чем на 100 *км/час* по сравнению с таковой для автомобиля Непир-Рельтон. Идеальная обтекаемость вообще не отражается на v_{as} потому что, как видно из структуры формулы (9), на v_{as} влияют только факторы, относящиеся к сопротивлению качения, и по характеру протекания кривых P_f и P_w сопротивление воздуха на ультравысоких скоростях теряет свою роль в тяговом балансе автомобиля.

По сути дела более высокая асимптотическая скорость идеального автомобиля получена уменьшением сопротивления качению за счет увеличения внутреннего давления в шинах.

Сила сопротивления воздуха может оказывать влияние на динамику автомобиля, изменяя давление на оси. Равнодействующая аэродинамических сил сопротивления воздуха, действующих на отдельные части кузова, не всегда направлена параллельно дороге, а в зависимости от формы кузова может иметь наклон вверх или вниз и в соответствии с этим создавать подъемную силу или дополнительную нагрузку на колеса. Разгрузка колес или их нагрузка под действием сил сопротивления воздуха равносильна изменению веса автомобиля и потому эти силы могут увеличить или уменьшить предельную скорость автомобиля, если он работает на пределе силы сцепления, но его асимптотическая скорость остается неизменной. В том случае, когда предел силы сцепления не используется, подъемная сила представляет собой положительный фактор вследствие того, что она уменьшает сопротивление качению и тем самым увеличивает максимальную скорость. На большой скорости сила сопротивления воздуха может быть причиной заметного изменения в распределении нагрузок между осями. Для автомобиля с двумя ведущими колесами это означает изменение сцепного веса и ведет к изменению предельной скорости в ту или иную сторону. В большинстве случаев сила сопротивления воздуха разгружает переднюю ось и нагружает заднюю, как это было установлено, например, при испытаниях рекордного шестилитрового автомобиля Мерседес-Бенц. Чрезмерная разгрузка передней оси нежелательна, ибо она отрицательно отражается на управляемости автомобиля.

По графику фиг. 124 мы видим, как быстро нарастают сопротивления с увеличением скорости даже для идеального автомобиля. Характер протекания кривых $P_w + P_f$ на фиг. 120 и 123 предопределяет большие трудности на пути развития абсолютного рекорда скорости. Не подлежит сомнению, что будущие рекорды будут установлены в трудной борьбе за доли секунды и сравнительно небольшие приращения максимальной скорости, несмотря на тщательную подготовку специально сконструированных машин с учетом всех достижений современной науки и техники.

4. МАКСИМАЛЬНАЯ СКОРОСТЬ

Предельную скорость автомобиля $v_{\lim}$ можно определить из тягового баланса для установившегося движения, если подставить вместо тягового усилия P_k его предельную величину $P_{k\max} = m_2 \varphi G_2$ для автомобиля с двумя ведущими колесами или $P_{k\max} = \varphi G$ для автомобиля со всеми ведущими колесами. Решая полученное уравнение (8) относительно $v_{\lim}$, можно было бы получить формулу вида

$$v_{\lim} = f[\varphi,\ G,\ p,\ \rho,\ k,\ F].$$

Однако, ввиду затруднительности решения данного уравнения приходится находить $v_{\lim}$ графическим способом, как точку пересечения горизонтали $P_{k\max}$ и кривой суммарного сопротивления $P_w + P_f$. Предельная скорость автомобиля в настоящее время имеет только теоретический смысл, так как мощность двигателей не дает возможности приблизиться к пределу силы сцепления на высоких скоростях, хотя некоторые типы гоночных автомобилей, как будет показано ниже, довольно близко подходят к своей предельной скорости.

Поэтому с практической точки зрения больший интерес представляет та скорость, которая ограничена мощностью двигателя. Эту скорость в отличие от предельной назовем условно максимальной скоростью $v_{\max}$. Уравнение рабочего баланса (7) примет следующий вид в случае установившегося движения, если в него подставить максимальное значение мощности двигателя $N_{\max}$.

$$N_{\max}\eta_m = \frac{1}{p^{0,64}}\left(20 + \frac{v_{\max}^{3,7}}{1294000\,p^{1,44}}\right)\frac{Gv_{\max}}{270} + \frac{k\rho F v_{\max}^3}{3500}. \qquad (18)$$

Чтобы найти $v_{\max}$, следовало бы решить это уравнение и получить выражение вида

$$v_{\max} = f(N_{\max},\ \eta_m,\ p,\ G,\ k,\ F,\ \rho) \qquad (19)$$

В силу затруднительности решения уравнения (18) относительно $v_{\max}$ приходится опять обратиться к графическому методу и находить максимальную скорость по точке пересечения горизонтали $N_{m\max}\eta_m$ с кривой суммарной мощности $N_w + N_f$. Согласно выражению (19) максимальная скорость представляет собой функцию многих независимых переменных. Рассмотрим влияние каждого независимого переменного на максимальную скорость в отдельности.

1. Зависимость скорости от мощности общеизвестна. Любой график рабочего баланса наглядно показывает эту зависимость. Кривая мощности, необходимой для движения автомобиля, $N_w + N_f$ по мере увеличения скорости поднимается сначала отлого, а затем крутизна быстро нарастает вследствие того, что мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, увеличивается пропорционально третьей степени скорости, а мощность на преодоление силы сопротивления качению зависит от скорости в степени 4,7.

Таким образом, на высоких скоростях большие приращения мощности дают лишь сравнительно небольшие приращения максимальной скорости.

2. Механический коэфициент полезного действия η_m характеризует потери на трение в трансмиссии автомобиля и тем самым определяет свободную мощность на ободах ведущих колес, которая расходуется на преодоление внешних сопротивлений. При тщательном изготовлении механизмов гоночных автомобилей удается получить $\eta_m = 0{,}9$ на прямой передаче. В отдельных случаях на рекордных автомобилях η_m был доведен до 0,93. Дальнейший прогресс в этом направлении едва ли даст ощутимые результаты, а потому и влияние η_m на $v_{\max}$ не обещает заметного увеличения быстроходности. Тем не менее η_m имеет важное значение для успешной работы гоночного автомобиля; при неточной сборке и плохой приработке деталей, а также при ненадлежащей смазке внутреннее сопротивление автомобиля может заметно снизить его максимальную скорость.

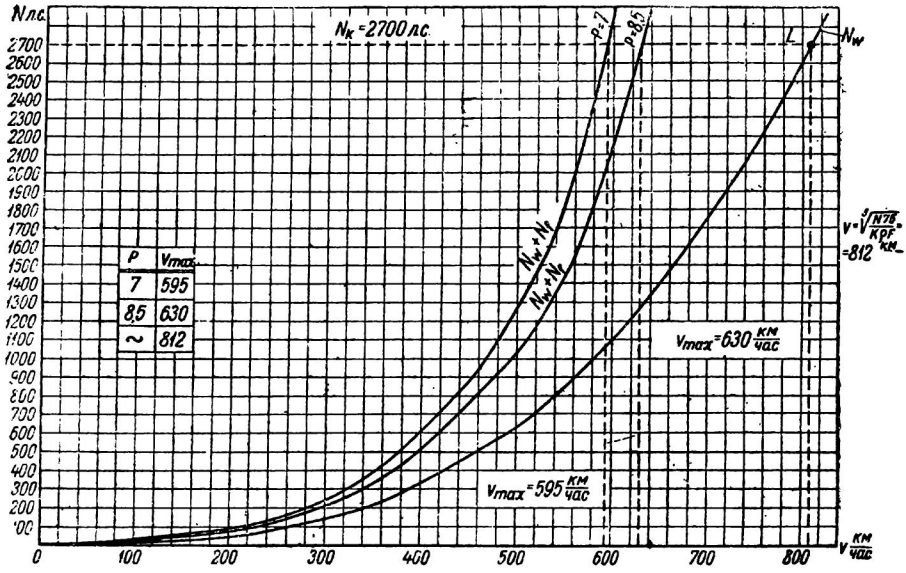
3. Влияние давления в шинах на максимальную скорость выясняется на основании графиков фиг. 125 и 126, где показаны рабочие балансы для рекордного автомобиля типа Непир-Рельтон и дорожно-гоночного автомобиля типа Grand Prix при различном давлении в шинах. Из этих графиков видно, что давление в шинах имеет неодинаковое влияние для обоих автомобилей. Так например, при переходе внутреннего давления от $p = 7$ *кг/см²* к $p = 8{,}5$ *кг/см²* максимальная скорость автомобиля типа Grand Prix увеличивается только на 3 *км/час*. Даже если условно свести сопротивление качению к нулю, приняв $p = \infty$ и дорогу абсолютно твердой, то $v_{\max}$ можно довести лишь до 366 *км/час*, т. е. увеличить скорость еще на 11 *км/час*. В последнем случае нетрудно определить $v_{\max}$ из уравнения рабочего баланса, исключив из него сопротивление качению.

Тогда

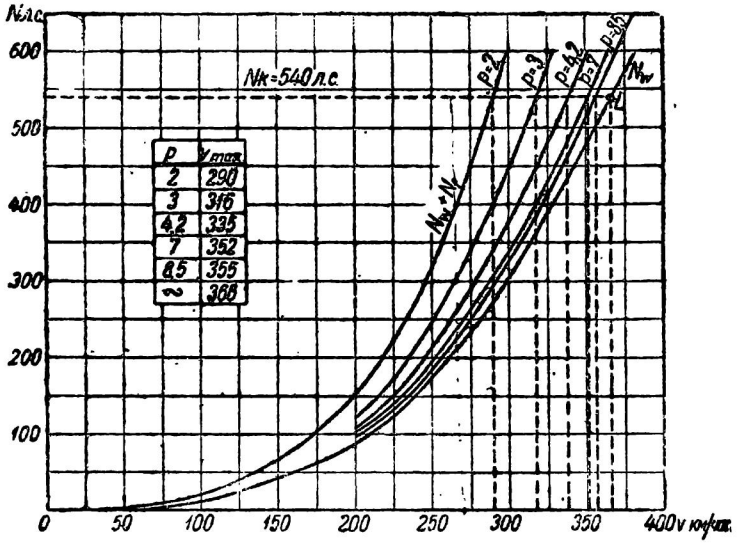
$$v_{\substack{\max \\ p=\infty}} = \sqrt[3]{\frac{N_m\eta_m \cdot 75}{k\rho F}} = \sqrt[3]{\frac{600 \cdot 0{,}9 \cdot 75}{0{,}125 \cdot 0{,}28 \cdot 1{,}1}} = 101{,}5\ м/сек = 366\ км/час.$$

В то же время увеличение p от 7 до 8,5 $кг/см^2$ увеличивает скорость автомобиля типа Непир-Рельтон на заметную величину — 35 *км/час*, а при нулевом сопротивлении качению удалось бы увеличить скорость еще на 182 *км/час*:

$$v_{\max\limits_{p=\infty}} = \sqrt[3]{\frac{N_m \eta_m \cdot 75}{k \rho F}} = \sqrt[3]{\frac{2900 \cdot 0{,}93 \cdot 75}{0{,}0625 \cdot 0{,}125 \cdot 2{,}25}} = 812 \text{ км/час}.$$



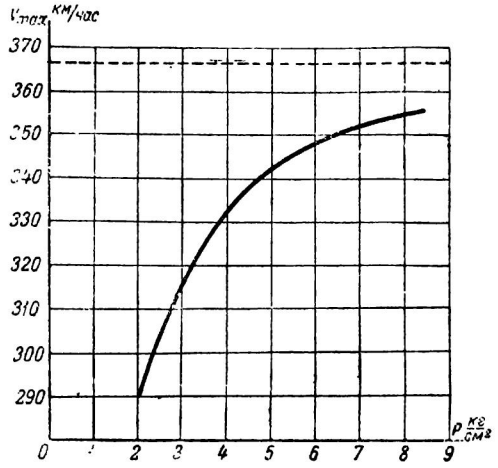
Фиг. 125. Гоночный автомобиль типа Непир-Рельтон. Влияние давления в шинах на $v_{\max}$



Фиг. 126. Гоночный автомобиль типа Grand Prix. Влияние давления в шинах на $v_{\max}$

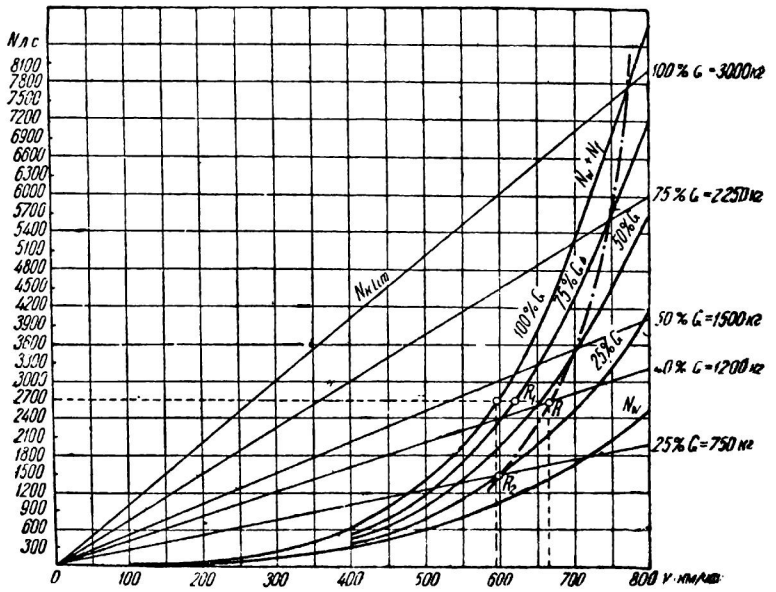
Различие в характере влияния p на максимальную скорость объясняется двумя причинами. Во-первых, рекордный автомобиль обладает втрое бо́льшим весом по сравнению с легким дорожно-гоночным автомобилем и поэтому его сопротивление качению гораздо больше. Аэродинамическое сопротивление рекордного автомобиля невелико по сравнению с таковым у дорожно-гоночного автомобиля, так как

первый имеет обтекаемый кузов с закрытыми колесами, а второй — менее обтекаемый кузов с открытыми колесами. Во-вторых, рекордный автомобиль работает в диапазоне скоростей с преобладающим влиянием сопротивления качению, где сильно сказывается влияние высокого показателя при факторе v; дорожно-гоночный автомобиль работает на меньших скоростях, которые входят в диапазон преобладающего влияния сопротивления воздуха. Следовательно, проблема увеличения внутреннего давления шин представляет интерес главным образом для ультра быстроходных рекордных автомобилей, а в практике дорожных гонок можно ограничиться давлением $p = 4-5$ *кг/см²* без ущерба для максимальной скорости автомобиля. Следует иметь в виду, что при увеличении давления в шинах наряду с уменьшением сопротивления качению быстро возрастает динамическое взаимодействие между колесом и дорогой, так как эластичность шины и ее способность смягчать удары уменьшаются.



Фиг. 127. Зависимость максимальной скорости автомобиля типа Grand Prix от давления в шинах.

В результате повышение внутреннего давления может привести к ухудщению контакта между шиной и дорожным полотном, а также к частому отрыву колеса от дороги. При таких обстоятельствах повышенное давление в шинах может повлечь за собой не увеличение, а снижение максимальной скорости. Для большей ясности



Фиг. 128. Рабочий баланс гоночного автомобиля типа Непир-Рельтон при различном весе.

на фиг. 127 дан график зависимости максимальной скорости автомобиля типа Grand Prix от давления в шинах в виде кривой $v_{max} = f(p)$. Эта кривая асимптотически приближается к горизонтали $v_{max} = 366$ *км/час* по мере приближения p к бесконечности.

4. Влияние веса автомобиля на его скорость было затронуто выше при рассмотрении предельной скорости. Выясним более обстоятельно влияние веса на основе двух конкретных примеров, а именно: рекордного автомобиля типа Непир-Рельтон и дорожно-гоночного автомобиля типа Grand Prix 1934—1937 гг. На фиг. 128 представлен рабочий баланс автомобиля Непир-Рельтон. Кривые суммарной мощности $N_w + N_f$ построены для различного веса, начиная от фактического веса $G = 3000$ *кг*, который принят за 100%, и, далее для уменьшенного веса 75% G, 50% G и 25% G. Кроме того, на графике проведены из начала координат прямые $N_{k\lim}$. Они представляют собой предельную мощность, которая может быть передана ведущими колесами. Предельная мощность определяется в зависимости от предельной силы сцепления $P_{k\max} = m_2\varphi \cdot G_2 \cdot 1000$ из выражения

$$N_{k\lim} = \frac{m_2 \varphi G_2 \, 1000 \, v}{75},$$

а для автомобиля со всеми ведущими колесами

$$N_{k\lim} = \frac{\varphi G \, 1000 \cdot v}{75}.$$

Точки пересечения прямых $N_{k\lim}$ с соответствующими кривыми суммарной мощности $N_w + N_f$ дают возможность определить предельную скорость $v_{\lim}$. Соединяя полученные таким путем точки плавной линией, получаем кривую зависимости $v_{\lim}$ от G аналогично тому, как это было выполнено на фиг. 120 тягового баланса.

Обозначим буквой R точку пересечения горизонтали фактической мощности $N = 2700$ *л. с.* с кривой $v_{\lim} = f(G)$. Затем проведем через эту точку прямую $N_{k\lim}$ до пересечения с вертикалью, на которой нанесен масштаб веса автомобиля, пропорционального предельной мощности. Здесь мы видим, что фактическая мощность становится равной предельной мощности, когда вес автомобиля составляет 40% $G = 1200$ *кг*. Этот вес имеет для данного автомобиля весьма существенное значение. В самом деле, если вес увеличить, например, до 75% $G = 2250$ *кг*, то скорость автомобиля определится по графику точкой R_1, где пересекается горизонталь $N = 2700$ *л. с.* с соответствующей кривой суммарной мощности $N_w + N_f$. Если подвергнуть вес дальнейшему уменьшению, например до $0{,}25\,G = 750$ *кг*, то скорость автомобиля определится по точке R_2 пересечения прямой $N_{k\lim}$ с кривой суммарной мощности, соответствующей весу $G = 750$ *кг*. В обоих случаях скорость автомобиля окажется меньше, чем для веса $G = 1200$ *кг*. Когда вес больше 1200 *кг*, скорость автомобиля ограничивается мощностью двигателей т. е. по нашей терминологии это будет максимальная скорость автомобиля. Во втором случае при уменьшении веса ниже 1200 *кг* скорость автомобиля ограничена силой сцепления колес с дорогой, следовательно, это будет предельная скорость автомобиля, а часть мощности окажется неиспользованной. В точке R наступает совпадение предельной мощности с фактической и предельная скорость является в то же время и максимальной. По абсолютной величине точка R дает наибольшую скорость для данного автомобиля.

Таким образом, на основании рассмотренного примера можно утверждать, что для любого автомобиля существует вполне определенный критический вес, обеспечивающий наивысшую скорость. Для автомобиля Непир-Рельтон критический вес $G = 1200$ *кг*, а соответствующая скорость равна 672 *км/час*.

При уменьшении веса автомобиля, с одной стороны, уменьшается сопротивление качению а с другой, — снижается величина предельной силы сцепления. Уменьшение обоих факторов имеет различное значение. В то время как сила сцепления уменьшается пропорционально весу, общее сопротивление автомобиля снижается менее быстро, так как сопротивление качению составляет только часть тягового баланса. Пока располагаемая мощность меньше, чем предельная мощность $N_{k\lim}$, снижение веса дает увеличение скорости. Если же располагаемая мощность больше, чем $N_{k\lim}$, то снижение веса дает, наоборот, уменьшение скорости.

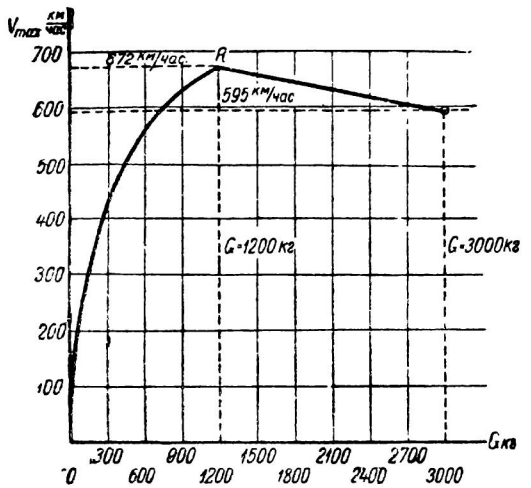
Вес современных гоночных автомобилей, даже самых легких, значительно выше критического веса. Поэтому для них уменьшение веса всегда является положительным фактором в смысле увеличения быстроходности.

На фиг. 129 представлена графически зависимость между весом автомобиля типа Непир-Рельтон и его максимальной скоростью. Точка R соответствует критическому весу автомобиля. Она делит всю кривую на две характерные ветви. В пределах каждой ветви закономерность зависимости v от G различна. Правая ветвь является той частью кривой, где вес определяет максимальную скорость при заданной мощности. Аналитическую связь для построения кривой можно получить, решив уравнение рабочего баланса для случая установившегося движения относительно G.

$$N_m \eta_m = \frac{1}{p^{0,64}} \left(20 + \frac{v^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}} \right) \frac{Gv}{270} + \frac{k \rho F v^3}{3500},$$

$$\text{отсюда } G = \frac{N_m \eta_m - \frac{k \rho F v^3}{3500}}{\frac{1}{p^{0,64}} \left(20 + \frac{v^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}} \right) \frac{v}{270}}.$$

В точке R максимальная скорость переходит в предельную и, начиная от этой точки до начала координат, кривая дает связь между $v_{\lim}$ и весом автомобиля.



Фиг. 129. Зависимость максимальной скорости гоночного автомобиля типа Непир-Рельтон от его веса.

Аналитическую зависимость между $v_{\lim}$ и G в левой части кривой можно найти из уравнения тягового баланса для установившегося движения, подставив в него предельную силу сцепления

$$\varphi \cdot G \cdot 1000 = \frac{1}{p^{0,64}} \left(20 + \frac{v_{\lim}^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}} \right) G + \frac{k \rho F v_{\lim}^2}{13},$$

отсюда

$$G = \frac{k \rho F v_{\lim}^2}{13 \left[\varphi 1000 - \frac{1}{p^{0,64}} \left(20 + \frac{v_{\lim}^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}} \right) \right]}.$$

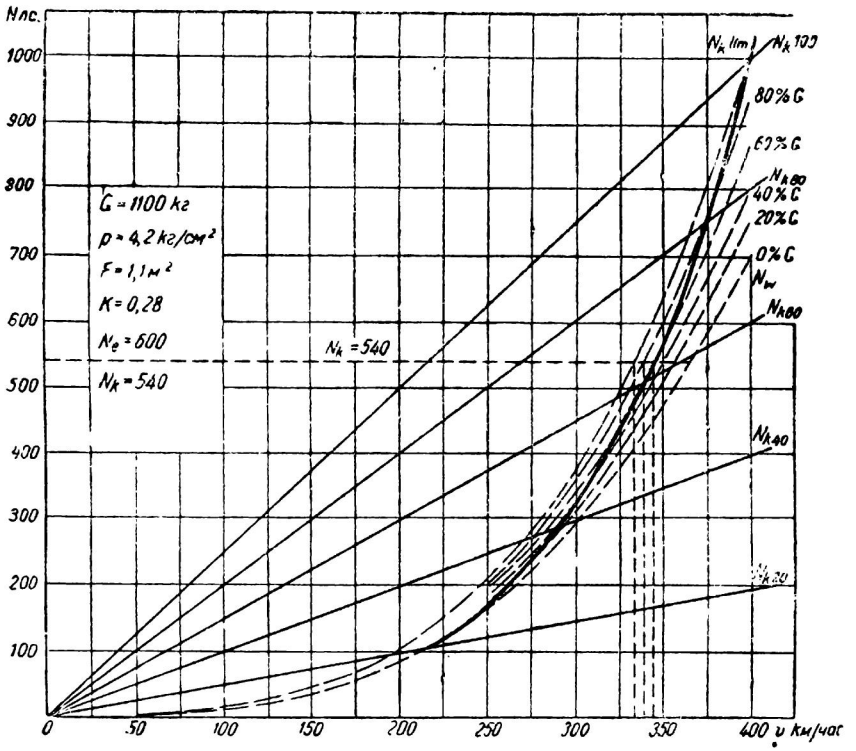
На фиг. 130 показан рабочий баланс автомобиля, близкого по своей характеристике к автомобилям Мерседес-Бенц или Ауто Унион типа Grand Prix 1934—1937 гг. Так же как и в предыдущем примере, кривые суммарной мощности $N_w + N_f$ построены для фактического веса $G = 1100$ *кг* и для уменьшенного веса. На

фиг. 131 дана зависимость между v_{max}, v_{lim} и G. В данном случае связь между v_{lim} и G в левой части кривой выражается формулой

$$G = \frac{k\rho F v_{lim}^2}{13\left[\varphi m_2 \frac{a}{L} 1000 - \frac{1}{p^{0,64}}\left(20 + \frac{v_{lim}^{3,7}}{1294000\, p^{1,44}}\right)\right]},$$

так как при задних ведущих колесах $P_{kmax} = m_2 \varphi \frac{a}{L} G \cdot 1000$. Сравнивая фиг. 129 и 131, можно установить следующее:

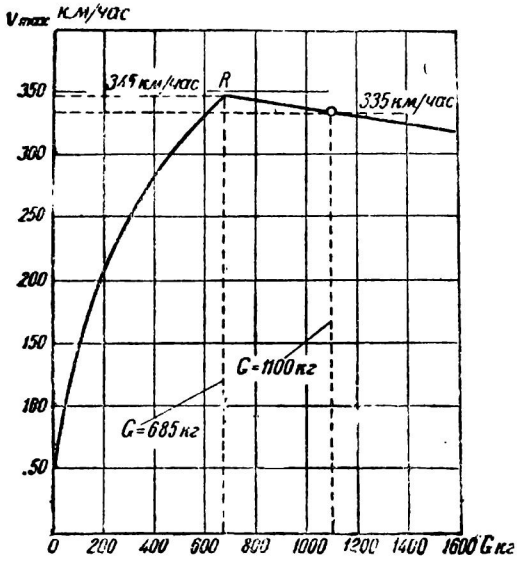
а) Чтобы достигнуть критического веса и тем самым использовать все возможности увеличения скорости за счет снижения веса, необходимо значительно облегчить оба автомобиля; типа Grand Prix приблизительно на 40%, а Непир-Рельтон даже на 60%. Подобное облегчение на данной ступени развития техники



Фиг. 130. Рабочий баланс гоночного автомобиля типа Grand Prix при различном весе

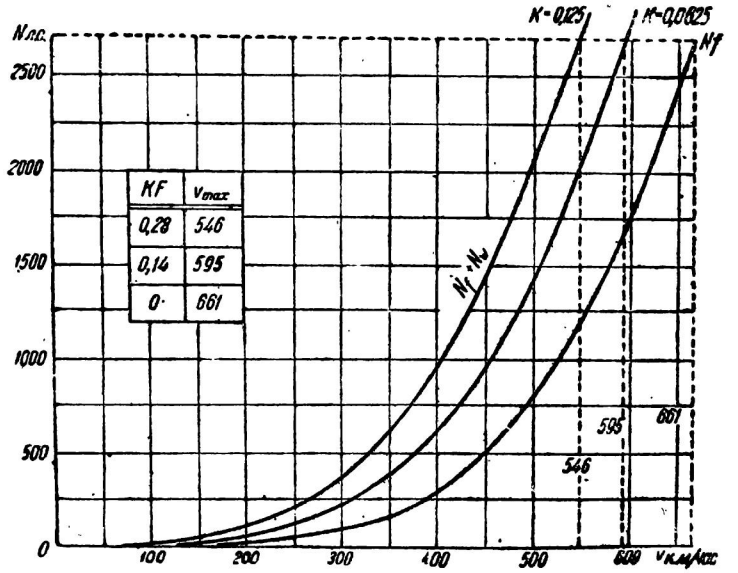
нереально. При проектировании обоих автомобилей были приложены все усилия для снижения веса. Напомним, что гонки типа Grand Prix в 1934—1937 гг. проводились по формуле допустимого максимального веса незаправленного автомобиля 750 *кг*. Когда были выпущены первые образцы автомобилей Мерседес-Бенц в 1934 г., то они настолько близко подходили к максимуму веса, что даже не оказалось возможным их окрасить, а пришлось прибегнуть к покрытию алюминием по способу металлизации. Все же можно добиться некоторого уменьшения веса, если подготовить автомобиль для достижения максимальной скорости в километровке. Вес $G = 1100$ *кг* включает большой запас горючего, передние тормозы и некоторые другие части, без которых можно обойтись в километровке. Автомобили типа Grand Prix 1934—1937 гг. имеют двигатели с рабочим объемом около 6 *л*. Для сравнения укажем на трехлитровый Мазерати, который был держателем километрового рекорда своего класса в 1936 г.; его вес был доведен до 660 *кг*.

б) Выигрыш в скорости при переходе к критическому весу существенно различен для обоих сравниваемых типов автомобилей; автомобиль Непир-Рельтон увеличивает свою скорость на 77 *км/час* — 11% от первоначальной скорости, а автомобиль типа Grand Prix на 10 *км/час* — всего лишь 3%. Причина этого факта состоит в том, что автомобиль Непир-Рельтон втрое тяжелее, но обладает лучшей аэродинамической формой, чем автомобиль типа Grand Prix; поэтому сопротивление качению в его тяговом балансе играет более значительную роль. Кроме того, автомобиль Непир-Рельтон работает в диапазоне скоростей с преобладающим влиянием сопротивления качению, где резко сказывается высокий показатель степени у фактора v. В противоположность рекордному автомобилю дорожно-гоночные автомобили типа Grand Prix работают в диапазоне скоростей с преобладающим влиянием сопротивления воздуха и к тому же обладают сравнительно менее обтекаемой формой; как показывает узкий пучок кривых N_f на фиг. 130, сопротивление качению играет в рабочем балансе второстепенную роль.



Фиг. 131. Зависимость максимальной скорости гоночного автомобиля типа Grand Prix от его веса.

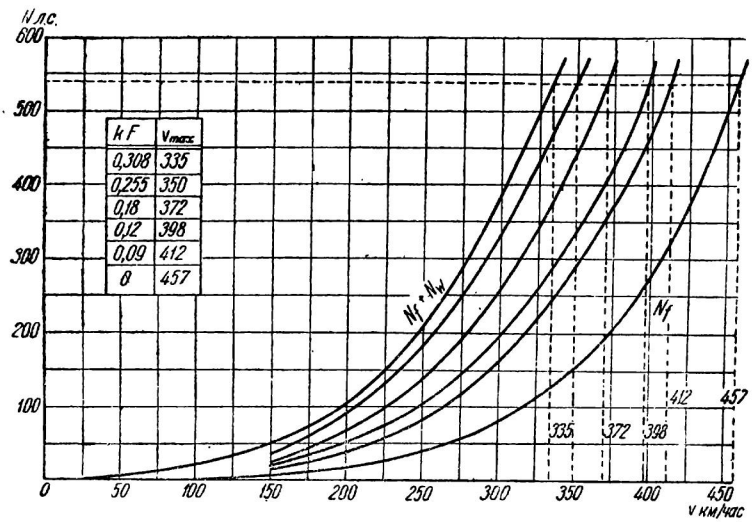
Переход к критическому весу не дает существенного увеличения скорости, особенно для автомобиля типа Grand Prix. Тем меньший эффект имеет частичное снижение веса, например, на 10—15%.



Фиг. 132. Рабочий баланс гоночного автомобиля типа Непир-Рельтон при различных факторах сопротивления kF.

Подводя итог вышеизложенным соображениям, следует признать проблему облегчения трудным и малообещающим путем к увеличению максимальной скорости.

5. Зависимость максимальной скорости от коэфициента сопротивления воздуха k и площади лобового сопротивления F следует рассматривать одновременно. По сути дела решающее значение имеет произведение этих двух величин kF — так называемый фактор сопротивления. Самостоятельная зависимость каждого множителя k и F от устройства автомобиля изложена более обстоятельно в главе о кузовах. Влияние обтекаемости на максимальную скорость можно выяснить на конкретных примерах, аналогичных предыдущим. На фиг. 132 представлен рабочий баланс рекордного автомобиля типа Непир-Рельтон для двух значений фактора сопротивления kF — фактического, равного приблизительно 0,14, и вдвое худшего — 0,28. Увеличение вдвое фактора сопротивления снижает максимальную скорость на ~40 *км/час*. Если бы удалось свести сопротивление воздуха к нулю, то скорость автомобиля возросла бы на 66 *км/час* — до 661 *км/час*. У более тяжелого рекордного автомобиля типа Thunderbolt ($G = 7000$ *кг*) влияние сопротивления воздуха еще меньше: при переходе k от 0,0625 до 0,125 максимальная скорость изменяется от 575 до 556 *км/час* — только на 3,3%.



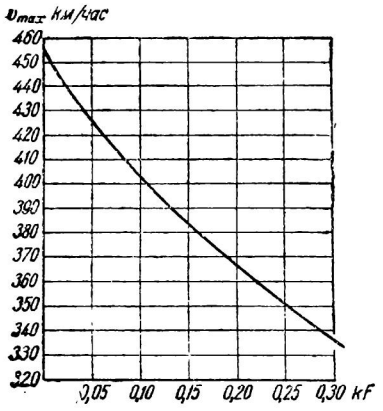
Фиг. 133. Рабочий баланс гоночного автомобиля класса В (типа Grand Prix) при различных факторах сопротивления kF.

На фиг. 133 изображен график рабочего баланса автомобиля типа Grand Prix 1934—1937 гг. График выполнен для шести различных значений фактора сопротивления kF. Первое значение 0,308 соответствует дорожно-гоночному автомобилю с открытыми колесами (ложнообтекаемая форма). Значение 0,12 примерно соответствует кузову с закрытыми колесами, подобному кузову автомобиля Мерседес-Бенц (5,6 *л*), прошедшего километр с хода со скоростью 432 *км/час* (рекорд в классе В). Промежуточные величины kF справедливы для менее обтекаемых кузовов или автомобилей с полузакрытыми колесами. Значение $kF = 0{,}09$ имеет перспективный смысл; довести k до 0,0625 до сих пор удалось только на больших рекордных автомобилях. Последовательное снижение фактора сопротивления от 0,308 до 0,09 дает увеличение максимальной скорости на 77 *км/час*, а в пределе, когда сопротивление воздуха становится равным нулю, максимальная скорость доходит до 457 *км/час*. Непосредственная связь между фактором сопротивления и максимальной скоростью показана в виде соответствующей кривой на фиг. 134.

Влияние обтекаемости на v_{max}, как показывают фиг. 132 и 133, неодинаково для разных типов гоночных автомобилей. Улучшение или ухудшение обтекаемости вызывает гораздо бо́льшие относительные изменения скорости у легкого автомобиля типа Grand Prix, нежели у тяжелого рекордного автомобиля. Причина этого явления, так же как и при рассмотрении влияния предыдущих факторов, лежит в различии весовой характеристики сравниваемых автомобилей и относительной величины составляющих рабочего баланса, а кроме того, в различии диапазонов

рабочих скоростей. Автомобиль типа Grand Prix функционирует в диапазоне, где преобладает влияние сопротивления воздуха, и потому больше реагирует на изменение обтекаемости, в то время как для работы рекордного автомобиля характерен диапазон скоростей с явным преобладанием сил сопротивления качению.

6. Плотность воздуха ρ для автомобиля, вообще говоря, не характерный фактор, так как не представляется возможным оперировать им по своему усмотрению. Тем не менее, иногда приходится принимать его во внимание; например, естественный трек Соляного озера в штате Юта (США), где устанавливались последние абсолютные рекорды, расположен на высоте 1200 *м* над уровнем моря. Плотность воздуха уменьшается с поднятием на высоту: на уровне моря $\rho = 0{,}125$, а на высоте 1200 *м* ρ падает до 0,111. Следовательно, сопротивление воздуха снизится в пропорции $\frac{0{,}111}{0{,}125} = 0{,}89$, а общее сопротивление автомобиля снизится в несколько меньшей мере, ибо сопротивление воздуха только одна из составных частей тягового баланса. Отсюда можно предположить, что на высоте можно добиться большей скорости. Это было бы правильно, если бы мощность двигателя сохранялась. Между тем вследствие уменьшения коэфициента наполнения мощность быстро падает: на высоте 1200 *м* потеря мощности составляет около 14%. Поэтому максимальная скорость не только не увеличивается, но даже падает. Если бы двигатель сохранял мощность до определенной расчетной высоты, подобно высотным авиационным двигателям, то и максимальная скорость автомобиля возрастала бы до этой высоты, а при дальнейшем подъеме стала бы снова уменьшаться.



Фиг. 134. Зависимость максимальной скорости от обтекаемости (kF) для автомобиля класса B.

В заключение необходимо остановиться на одном конструктивном факторе, который хотя и не фигурирует непосредственно в тяговом балансе, но может оказать заметное влияние на максимальную скорость, а именно, на передаточном числе главной передачи i_0. Чтобы действительно получить максимальную скорость, двигатель должен развивать на этой скорости число оборотов, соответствующее максимальной мощности. Такая связь между скоростью автомобиля и числом оборотов двигателя должна быть получена с помощью передаточного числа i_0, определенного из следующего выражения

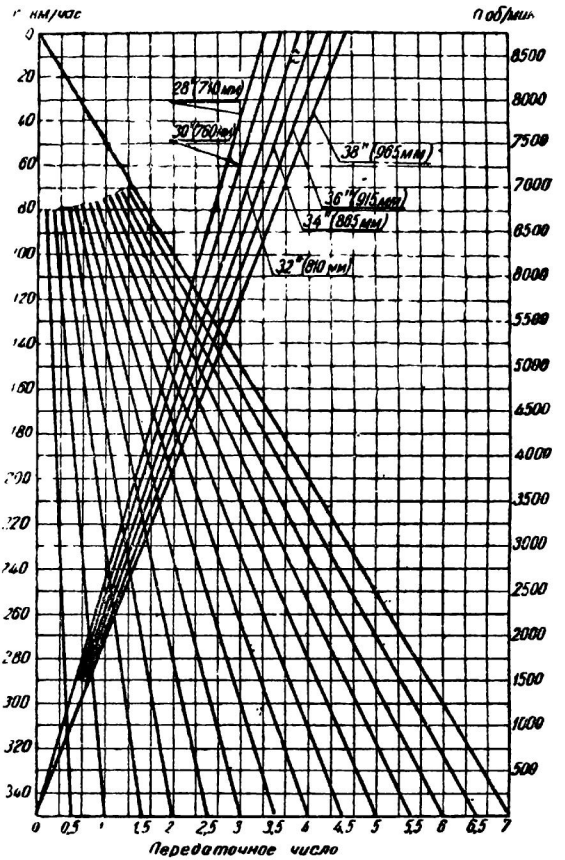
$$i_0 = \frac{2\pi r_k n_m}{60 v_{max}}, \qquad (20)$$

где v_{max} — максимальная скорость в *м/сек*; r_k — радиус ведущих колес в *м*; n_m — число оборотов в минуту двигателя, соответствующее максимальной мощности. Иначе говоря, кривая суммарной мощности сопротивлений должна пересекаться с кривой располагаемой мощности на ведущих колесах в точке перегиба последней. В обычных транспортных автомобилях часто допускают исключения из этого правила с тем, чтобы максимальная скорость по хорошей дороге получалась при числе оборотов в минуту на 15—20% большем такового, соответствующего максимальной мощности. Таким путем удается повысить запас мощности на промежуточных режимах работы, улучшить приемистость и способность брать подъемы. Конечно, здесь получается некоторое снижение максимальной скорости, но очень небольшое в силу отлогой формы характеристики двигателя без резко выраженной точки перегиба. При сдвиге соответствующей кривой располагаемой мощности на ведущих колесах относительно кривой суммарной мощности сопротивлений $N_f + N_w$ их точка пересечения перемещается сравнительно мало, чем и объясняется небольшое изменение максимальной скорости.

Характеристика гоночного двигателя отличается крутым подъемом с резким перегибом; по обе стороны перегиба мощность быстро убывает. Если допустить какие-либо отклонения передаточного числа от величины, обусловленной уравне-

нием (20), то точка пересечения кривой располагаемой мощности на ведущих колесах с кривой суммарной мощности сопротивлений заметно переместится от наивыгоднейшего положения и максимальная скорость может существенно уменьшиться. Поэтому подбор передаточного числа главной передачи должен производиться для гоночного автомобиля более точно. Окончательное значение передаточного числа обычно выбирается после дорожного испытания нескольких вариантов.

При испытании автомобиля на максимальную скорость нередко приходится сопоставлять число оборотов двигателя со скоростью движения, чтобы убедиться в том, что двигатель действительно работает на наивыгоднейшем режиме, или же решать вопрос об изменении передаточного отношения главной передачи, если на максимальной скорости число оборотов коленчатого вала не соответствует максимуму мощности. Такие задачи удобно решать с помощью графика, показанного на фиг. 135. Этот график позволяет определить следующие величины.



Фиг. 135. График для определения скорости, числа оборотов двигателя и передаточного числа i_0.

1. Скорость автомобиля, когда известны число оборотов двигателя, передаточное отношение главной передачи i_0 и диаметр ведущих колес d. От заданного числа оборотов на правой оси ординат проводят горизонталь влево до пересечения с соответствующим лучом диаметра колес. Из найденной точки проводят вертикаль до пересечения с лучом соответствующего передаточного отношения i_0. От последней точки пересечения ведут горизонталь влево до пересечения с левой осью ординат, где отсчитывается скорость автомобиля v.

2. Число оборотов двигателя при заданных скорости движения v, передаточном отношении i_0 и диаметре колеса d находят в обратном порядке.

3. Необходимое передаточное отношение i_0, если известны три остальных фактора. Для этого проводят горизонталь от заданного числа оборотов до пересечения с лучом диаметра колеса. Затем проводят вертикаль из полученной точки до пересечения с горизонталью заданной скорости движения v. Из левого верхнего угла проводят луч через вторую точку пересечения до оси абсцисс, где и определяется необходимое передаточное отношение i_0.

В известных пределах можно компенсировать величину передаточного отношения изменением диаметра ведущих колес. Значительно проще произвести установку покрышек большего диаметра, нежели смену шестерен главной передачи. На автомобилях стандартных типов применение покрышек с увеличенным диаметром в большинстве случаев должно дать увеличение максимальной скорости.

5. ПРЕДЕЛЬНОЕ И МАКСИМАЛЬНОЕ УСКОРЕНИЯ

Если в вопросе об использовании предельной силы сцепления для достижения максимума скорости есть много нереального вследствие недостатка мощности двигателя, то в получении наивысшего ускорения, обусловлен-

ного пределом сцепления, мы сталкиваемся с вполне реальными фактами. Как нетрудно убедиться по фиг. 120 и 123, на относительно небольших скоростях движения до 250—300 *км/час* имеется колоссальный запас силы сцепления, а суммарная сила сопротивления движению не достигает 10% от $P_{k\max}$. Мощность современных гоночных автомобилей достаточна для использования $P_{k\max}$ на довольно широком интервале скоростей, начиная от момента трогания с места. В пределах этого интервала ускорение ограничено только силой сцепления колес с дорогой; назовем это ускорение предельным ускорением $j_{\lim}$. Величину предельного ускорения $j_{\lim}$ можно определить из уравнения тягового баланса для случая ускоренного движения, подставляя в него предельное значение силы сцепления

$$P_{k\max} = m_2 \varphi \frac{a}{L} G\, 1000,$$

$$m_2 \varphi \frac{a}{L} \cdot G \cdot 1000 = \frac{1}{p^{0.64}}\left(20 + \frac{v^{3,7}}{1\,294\,000\, p^{1,44}}\right) G + \frac{k \rho F v^2}{13} + \frac{G}{g} j_{\lim} \cdot 1000. \quad (21)$$

В последнем члене уравнения коэфициент δ пропущен вследствие того, что сила, затрачиваемая на разгон вращающихся частей, является внутренней силой, между тем как сила сцепления колес требуется только для преодоления внешних сил сопротивления. Правда, сила сопротивления инерции передних колес тоже относится к внешним силам, но ввиду ее малой величины влиянием инерции передних колес можно пренебречь. Из уравнения (21) получаем:

$$j_{\lim} = \frac{g\left[m_2 \varphi \frac{a}{L} G \cdot 1000 - \frac{1}{p^{0,64}}\left(20 + \frac{v^{3,7}}{1\,294\,000\, p^{1,44}}\right) G - \frac{k \rho F v^2}{13}\right]}{G \cdot 1000}. \quad (22)$$

Предельное ускорение не представляет собой постоянной величины, а является функцией скорости, как видно из выражения (22). Здесь в квадратных скобках стоит разность между предельным тяговым усилием и силами сопротивления качению и сопротивления воздуха, т. е. не что иное, как свободный запас силы тяги, затрачиваемый на ускорение автомобиля. По мере увеличения скорости вычитаемые члены увеличиваются, запас силы тяги уменьшается, а вместе с ним снижается и предельное ускорение. Оптимальное значение предельного ускорения соответствует началу движения, когда силы сопротивления качению и сопротивления воздуха ничтожно малы и весь запас силы тяги расходуется на преодоление силы инерции автомобиля. Если автомобиль имеет все ведущие колеса, то предельная сила сцепления $P_{k\max} = \varphi \cdot G \cdot 1000$, и выражение (22) для $j_{\lim}$ соответственно изменяется:

$$j_{\lim} = \frac{g\left[\varphi \cdot G \cdot 1000 - \frac{1}{p^{0,64}}\left(20 + \frac{v^{3,7}}{1\,294\,000\, p^{1,44}}\right) G - \frac{k \rho F v^2}{13}\right]}{G \cdot 1000}. \quad (23)$$

Определим, до какой скорости мощность рекордного автомобиля Непир-Рельтон будет достаточна, чтобы использовать $P_{k\max}$. Примем $N_m = 2900$ *л. с.*, $\eta_m = 0{,}93$, $G = 3$ *т* и $\varphi = 0{,}9$. Тогда $P_{k\max} = 0{,}9 \cdot 3 \cdot 1000 = 2700$ *кг*. На протяжении всего разгона часть эффективной мощности двигателя расходуется на преодоление трения в трансмиссии и, кроме того, на разгон вращающихся частей. Первая потеря учитывается к. п. д. η_m, а вторая коэфициентом δ, который можно оценить для гоночного автомобиля средним значением 1,1, учитывая, что разгон происходит с переключением передач. Следовательно, для создания предельной силы тяги $P_{k\max}$ остается свободная мощность $\frac{N_m \cdot \eta_m}{\delta}$. Тогда

$$\frac{N_m \cdot \eta_m}{\delta} = \frac{P_{k\max} v}{75}, \quad \text{отсюда} \quad v = \frac{75 N_m \eta_m}{\delta P_{k\max}} = \frac{75 \cdot 2900 \cdot 0{,}93}{1{,}1 \cdot 2700} = 68\ м/сек = 246\ км/час.$$

До скорости 246 *км/час* автомобиль Непир-Рельтон может поддерживать тяговое усилие на пределе силы сцепления; весь большой запас силы сцепления $P_{k\max}$ может быть обращен на сообщение массе автомобиля предельного ускорения $j_{\lim}$.

Введение коэфициента δ при вычислении рассматриваемой скорости имеет приближенный смысл. В действительности коэфициент δ характеризует долю запаса мощности, расходуемую на сообщение углового ускорения вращающимся деталям, а не долю полной мощности, развиваемой на ведущих колесах. Обозначив мощность, затрачиваемую на сообщение автомобилю ускорения в поступательном движении знаком N_j', можем написать

$$N_j = \delta N_j' = N_k - (N_f + N_w)$$

$$N_j' = \frac{N_k - (N_f + N_w)}{\delta} = \frac{N_m \eta_m - (N_f + N_w)}{\delta}.$$

Применяя выражение $\frac{N_m \cdot \eta_m}{\delta}$, мы пренебрегли членом $\frac{(N_f + N_w)}{\delta}$. Для рекордных автомобилей типа Непир-Рельтон и для шестилитровых дорожно-гоночных автомобилей такое упрощение не дает существенной ошибки, так как при скорости, до которой используется предельная сила сцепления, в рабочем балансе величина $\frac{(N_f + N_w)}{\delta}$ играет незначительную роль.

Если бы удалось снабдить данный автомобиль коробкой передач с прогрессивным изменением передаточного числа так, чтобы разгон совершался при постоянном числе оборотов двигателя, то удалось бы исключить влияние потерь на разгон маховика и коленчатого вала ($\delta = 1$), и тогда скорость, до которой сила сцепления колес используется полностью, повысилась бы до 270 *км/час*.

Не менее интенсивно используется предельная сила сцепления легкими, но мощными автомобилями типа Grand Prix 1934—1937 гг. с задними ведущими колесами. Для них принимаем $N_m = 600$ *л. с.*, полный вес $G = 1100$ *кг*, коэфициент полезного действия трансмиссии $\eta_m = 0{,}9$, коэфициент сцепления $\varphi = 0{,}9$, коэфициент изменения реакции $m_2 = 1{,}15$; положение центра тяжести определяется отношением $\frac{a}{L} = 0{,}6$; влияние вращающихся масс оцениваем коэфициентом $\delta = 1{,}1$. Тогда $P_{k\,\max} = 1{,}15 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}6 \cdot 1100 = 680$ *кг*. Скорость, до которой выдерживается предельное тяговое усилие,

$$v = \frac{75 \cdot N_m \eta_m}{\delta \cdot P_{k\,\max}} = \frac{75 \cdot 600 \cdot 0{,}9}{1{,}1 \cdot 680} = 54 \text{ м/сек} = 195 \text{ км/час}.$$

Если еще исключить влияние вращающихся масс, то интересующая нас скорость увеличилась бы до 214 *км/час*. Значит, до скорости порядка 200 *км/час* двигатель может обеспечить окружное усилие, равное предельной силе сцепления. В этом и кроется разгадка чрезвычайно сильного износа шин и необходимости повторной смены резины на дистанциях около 500 *км*, типичных для гонок Grand Prix.

При дальнейшем разгоне, начиная от вычисленной скорости и вплоть до максимальной скорости, мощность уже недостаточна для получения предельного окружного усилия, а потому ускорение всецело зависит от свободного запаса мощности. Назовем ускорение в этом интервале скоростей максимальным по аналогии с наименованиями, принятыми для обозначения скоростей. Величина максимального ускорения определяется из уравнения рабочего баланса (7).

$$j_{\max} = \frac{g\left[N_m \eta_m - \frac{1}{p^{0{,}64}}\left(20 + \frac{v^{3{,}7}}{1\,294\,000 \cdot p^{1{,}44}}\right)\frac{G \cdot v}{270} - \frac{k \rho F v^3}{3500}\right]}{3{,}7\,\delta \cdot G v}. \qquad (24)$$

Максимальное ускорение не остается постоянным, а уменьшается по мере уменьшения свободного запаса мощности, представленного множителем в квадратных скобках. Характер изменения зависит, с одной стороны, от формы внешней характеристики двигателя, а с другой, — от характера нарастания сил сопротивления качению и сопротивления воздуха.

По структуре выражения (24) видно, что на максимальное ускорение $j_{\max}$ чрезвычайно сильно влияет вес автомобиля. При уменьшении веса увеличивается свободный запас мощности, т. е. числитель, одновременно уменьшается знаменатель. В результате $j_{\max}$ соответственно возрастает. Следовательно, очень выгодно

выполнять гоночный автомобиль по возможности легким для улучшения его акселеративных качеств; в то же время максимальная скорость мало изменяется при колебаниях веса в довольно широких пределах.

Влияние обтекаемости начинает заметно сказываться только на больших скоростях, когда свободный запас мощности быстро убывает вследствие увеличенного сопротивления воздуха. Так как предельное ускорение $j_{\lim}$ развивается на относительно меньших скоростях, то на нем обтекаемость автомобиля отражается не очень заметно. С предельным ускорением автомобили чаще всего работают в горных гонках, на извилистых маршрутах. Для таких гонок бывает целесообразно отказаться от обтекаемого кузова в пользу необтекаемого, чтобы сократить вес и тем самым облегчить работу шин, имея в виду губительные последствия предельного ускорения для протекторов покрышек. На основании вышеизложенного применение необтекаемых кузовов в условиях горных гонок не ведет к ухудшению эксплоатационных качеств гоночного автомобиля. Сбережение резины иногда достигается в горных гонках установкой двойных шин на ведущих колесах, как у грузовиков; тогда окружное усилие распределяется между четырьмя покрышками, благодаря чему уменьшаются износ протектора и напряжение в каркасе.

Влияние вращающихся масс на ускорение в гоночном автомобиле сказывается значительно меньше, чем в обыкновенном транспортном. Коэфициент δ, определяемый из выражения

$$\delta = 1 + \sigma i_k^2, \tag{25}$$

имеет малые значения, так как гоночный двигатель имеет легкий маховик и потому σ можно оценить минимальным значением 0,035—0,04, а, главное, коробка передач гоночного автомобиля выполняется с более низкими передаточными числами, чем у транспортного. Для сравнения приведем значения коэфициента δ на всех передачах грузового автомобиля и гоночного трехлитрового автомобиля Делаж. Для грузового автомобиля δ определялось из выражения $\delta = 1 + 0{,}06\, i_к^2$, а для гоночного $\delta = 1 + 0{,}04\, i_к^2$. Следовательно, согласно таблице 46, условное приращение

Таблица 46

Значения коэфициента δ

Передаточные числа в коробке передач грузового автомобиля	$i_1 = 4{,}64$	$i_2 = 2{,}78$	$i_3 = 1{,}67$	$i_4 = 1$
Передаточные числа в коробке передач гоночного автомобиля	$i_1 = 1{,}96$	$i_2 = 1{,}61$	$i_3 = 1{,}25$	$i_4 = 1$
δ для грузового автомобиля	2,3	1,46	1,17	1,06
δ для гоночного автомобиля	1,15	1,10	1,06	1,04

поступательно движущейся массы машины у грузового автомобиля колеблется на разных передачах в пределах от 6 до 130%, а у гоночного только от 4 до 15%.

Ниже приведем пример, на основе которого выясняется влияние веса автомобиля на его приемистость, а также влияние расположения центра тяжести на величину предельного и максимального ускорений. Нижний график фиг. 136 показывает кривые суммарного сопротивления $P_w + P_f$ для гоночного автомобиля типа Grand Prix 1937 г., имеющего следующую характеристику. Вес в рабочем состоянии $G = 1100$ *кг*, фактор сопротивления $kF = 0{,}31$, давление в шинах $p = 4{,}2$ *кг/см²*, мощность двигателя $N_m = 600$ *л. с.*, мощность на ведущих колесах $N_k = N_m \cdot \eta_m = 600 \cdot 0{,}9 = 540$ *л. с.* Кривая $P_w + P_{f1100}$ соответствует силе суммарного сопротивления заправленного автомобиля; кроме того, построена кривая силы суммарного сопротивления $P_w + P_{f980}$, соответствующая весу автомобиля $G = 980$ *кг*, т. е. после выгорания запаса топлива 120 *кг*. Далее на графике про-

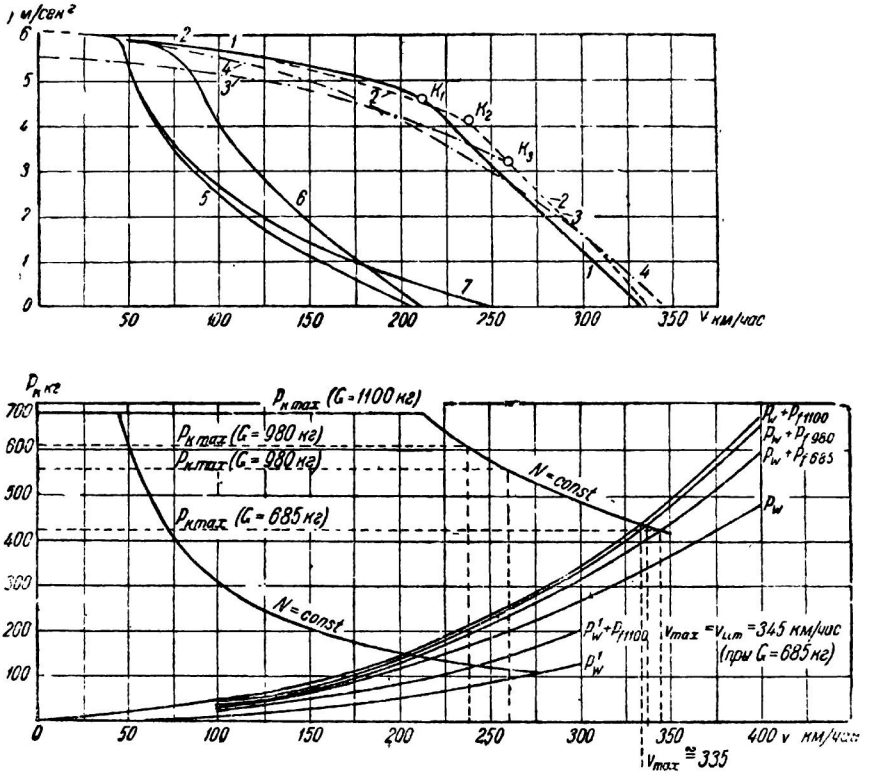
ведена линия максимального тягового усилия $P_{k\,max}$. Это усилие в начале разгона зависит только от силы сцепления колес с дорогой и выдерживается до скорости

$$v = \frac{75 N_m \eta_m}{P_{k\,max}} = \frac{75 \cdot 600 \cdot 0.9}{680} = 59{,}5 \ м/сек = 214 \ км/час,$$

так как на основании предыдущего $P_{k\,max} = m_2 \varphi \frac{a}{L} \cdot G = 1{,}15 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}6 \cdot 1100 = 680 \ кг$.

Положение центра тяжести характеризуется отношением $\frac{a}{L} = 0{,}6$; $m_2 = 1{,}15$.

После достижения скорости 214 *км/час* тяговое усилие начинает снижаться вследствие недостатка мощности для поддержания его первоначального значения при возросшей скорости. Мощность же в лучшем случае остается постоянной, если на автомобиле установлена прогрессивная коробка передач. Таким образом,



Фиг. 136. Влияние веса автомобиля и расположения центра тяжести на ускорение.

изменение силы тяги по скорости изобразится гиперболической кривой $P_k v = \text{const}$. Точка пересечения гиперболы с соответствующей кривой $P_w + P_f$ определит максимальную скорость автомобиля. Когда автомобиль снабжен коробкой передач с несколькими ступенями, то кривая изменения тягового усилия получается не такой плавной и более или менее близко подходит к оптимальной гиперболе. Влияние вращающихся частей на разгон автомобиля в данном примере не учитывается. После израсходования 120 *кг* топлива положение центра тяжести автомобиля и отношение $\frac{a}{L}$ могут измениться или сохранить прежние значения в зависимости от способа размещения бензинового бака. Если автомобиль имеет центральный бак, то отношение $\frac{a}{L}$ при выгорании топлива практически не изменяется и сцепной вес снизится от $G_2 = 0{,}6 \cdot 1100 = 660 \ кг$ до $G_2 = 0{,}6 \cdot 980 = 590 \ кг$. Если же на автомобиле принята традиционная установка бака в хвосте кузова, то вес топлива приходится исключительно на заднюю ось и тогда сцепной вес снизится до 660 — 120

$=540$ *кг*, а отношение $\frac{a}{L}$ уменьшится до $\frac{540}{980} = 0{,}55$. Максимальное тяговое усилие соответственно снижается в первом случае до $P_{k\,max} = 1{,}15 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}6 \cdot 980 = 610$ *кг* и до $P_{k\,max} = 1{,}15 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}55 \cdot 980 = 560$ *кг* при задней установке бака. На том же графике проведены линии $P_{k\,max}$ (для обоих случаев расположения бака) до пересечения с гиперболой $N = 540$ *л. с.* $=$ const. Очевидно, что при этом интервал скоростей, на котором может быть достигнута максимальная сила тяги, удлиняется до скорости $v = \frac{75 \cdot 600 \cdot 0{,}9}{610} = 66{,}5$ *м/сек* $= 240$ *км/час* при центральном баке и $v = \frac{75 \cdot 600 \cdot 0{,}9}{560} = 72{,}5$ *м/сек* $= 260$ *км/час* при заднем баке. Увеличение максимальной скорости после облегчения на 120 *кг* весьма незначительно и не превышает 3 — 4 *км/час*, как и следовало ожидать на основании предыдущего раздела. По графику $P_k = f(v)$ и $P_w + P_f = f_1(v)$ легко найти ускорение автомобиля на разных скоростях, так как избыточное тяговое усилие $P_{из} = P_k - (P_w + P_f)$. т. е. может быть определено графически как разность двух ординат. По избыточному тяговому усилию $P_{из}$ определяем ускорение

$$i = g \frac{s}{G}$$

и строим верхний график фиг. 136, где представлена зависимость $j = f_3(v)$. На этом графике кривая *1 — 1* дает ускорение автомобиля до израсходования запаса топлива. От момента трогания с места до точки k_1 ускорение предельное, зависящее только от силы сцепления ведущих колес с дорогой; от точки k_1 до максимальной скорости ускорение j_{max} лимитируется только максимумом располагаемой мощности. Кривая *2—2* показывает ускорение автомобиля с центральным топливным баком после израсходования 120 *кг* топлива; начало кривой *2 — 2* совпадает с началом кривой *1 — 1*. Сравнивая обе кривые, можно заключить, что после облегчения на 120 *кг* приемистость автомобиля должна улучшиться вследствие увеличения максимального ускорения в области больших скоростей правее точки k_1 и удлинения интервала предельных ускорений до точки k_2. В то же время в области предельных ускорений левее точки k_1 имеется, хотя и незначительное, уменьшение ускорения. Причина этого снижения уясняется из выражения (22) для j_{lim}. Если разделить в правой части уравнения (22) почленно числитель на знаменатель, то получим:

$$j_{lim} = m_2 \varphi \frac{a}{L} g - \frac{1}{1000 \cdot p^{0{,}64}} \left(20 + \frac{v^{3{,}7}}{1\,294\,000 p^{1{,}44}}\right) - \frac{k \rho F v^2}{G \cdot 13000}, \qquad (22')$$

первые два члена уравнения (22′) не зависят от веса G и поэтому в начальные моменты движения, когда силой сопротивления воздуха можно пренебречь, автомобили различного веса должны теоретически развивать одинаковое предельное ускорение j_{lim}. Сила сопротивления качению на малых скоростях очень невелика по сравнению с силой инерции, следовательно ее также можно не учитывать. Таким образом, оптимальная величина предельного ускорения на малых скоростях определяется выражением $j_{lim} = m_2 \varphi \frac{a}{L} g$ и не зависит от веса G.

Третий член уравнения (22′) обратно пропорционален весу G. При облегчении автомобиля начинает сказываться влияние третьего члена уравнения (22′), уменьшающего предельное ускорение j_{lim}. В этом и заключается причина снижения кривой *2—2* левее точки k_1. Однако в целом облегчение автомобиля с центральным баком должно отразиться на приемистости благоприятно, так как площадь под кривой ускорений, характеризующая величину среднего ускорения на всем интервале скоростей несомненно больше под кривой *2—2*, чем под кривой *1—1*.

Иной результат получаем при выгорании топлива у автомобиля с задним баком. Его ускорение представлено кривой *3—3*; конец кривой *3—3* совпадает с концом кривой *2—2*. Здесь вследствие сдвига центра тяжести вперед и уменьшения сцепного веса предельное ускорение j_{lim} от старта до точки k_3, довольно близкой к максимальной скорости, получается заметно ниже. Это снижение предельного ускорения не компенсируется некоторым увеличением максимального ускорения по сравнению с j_{max} заправленного автомобиля. Среднее ускорение на всем диапазоне

скоростей получается меньше, чем у заправленного автомобиля. Это обстоятельство должно быть особенно заметным, если область скоростей, близких к максимальной скорости v_{max}, не используется, как это бывает на извилистых маршрутах и в горных гонках. Автомобиль с задним баком в противоположность автомобилю с центральным баком несколько теряет свою приемистость по мере выгорания топлива и приобретает увеличенную склонность к буксованию ведущих колес на более широком интервале скоростей. Повидимому, эти недостатки и являются причиной распространения центральной установки баков на мощных дорожно-гоночных автомобилях, несмотря на некоторые конструктивные неудобства размещения баков большого объема в середине шасси.

Таким образом, снижение веса автомобиля представляется выгодным в том случае, если оно не связано с уменьшением сцепного веса или, по крайней мере, не изменяет положения центра тяжести. Для выяснения возможности дальнейшего улучшения динамических качеств за счет снижения веса на нижнем графике фиг. 136 проведена линия $P_{k\,max} = 1{,}15 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}6 \cdot 685 = 425$ *кг*, соответствующая весу автомобиля $G = 685$ *кг*. Как было выяснено на фиг. 131, этот вес является для данной мощности критическим, при котором автомобиль достигает $v_{max} = v_{lim} = 345$ *км/час*, а дальнейшее снижение веса уже влечет за собой уменьшение максимальной скорости. Соответственная кривая ускорений на верхнем графике обозначена цифрами *4—4*. Сравнивая кривую *4—4* с кривой *2—2*, нетрудно установить, что автомобиль весом 685 *кг* имеет преимущество в максимальном ускорении по сравнению с автомобилем весом 980 *кг* только на небольшом интервале скоростей вблизи максимальной скорости, а на всех остальных скоростных режимах работы его ускорение хуже. При малом весе автомобиль все время работает с предельным ускорением, на величине которого при высоких скоростях, как показывает выражение (22′), заметно сказывается сопротивление воздуха. Следовательно, снижение веса автомобиля типа Grand Prix 1937 г. до критического значения $G = 685$ *кг* вызвало бы уменьшение среднего ускорения и относительно небольшое увеличение v_{max}. На гоночной дороге сложного профиля с большим числом крутых поворотов более легкий автомобиль показал бы более низкую среднюю скорость вследствие ухудшения акселерации.

Более заметный эффект дает снижение веса у менее мощных типов гоночных или спортивных автомобилей. На нижнем графике фиг. 136 проведена линия P_k для автомобиля с мощностью на ведущих колесах $N_k = 115$ *л. с.* или эффективной мощностью двигателя $\frac{N_k}{\eta_m} = \frac{115}{0{,}9} = 128$ *л. с.* Вес автомобиля, его форма и давление в шинах приняты такие же, как для предыдущего автомобиля типа Grand Prix. Вес автомобиля взят в тех же двух крайних вариантах, т. е. 1100 и 685 *кг*. Соответственно и $P_{k\,max}$ остается равным 680 и 425 *кг*, но интервал скоростей для использования $P_{k\,max}$ сокращается до 45,5 и 72 *км/час*. Кривые ускорения обоих вариантов обозначены соответственно цифрами *5* и *6*. Эти кривые ясно показывают, насколько повышается максимальное ускорение в результате снижения веса. Например, в интервале скоростей от 75 до 150 *км/час* максимальное ускорение j_{max} возрастает больше чем на 50%. Отсюда вполне обоснованное стремление добиваться всеми средствами уменьшения веса спортивных автомобилей, хотя бы даже за счет увеличения первоначальной стоимости, как следствия широкого применения легких сплавов, высококачественных легированных сталей и дополнительной механической обработки.

Следует заметить, что фактическое ускорение гоночных автомобилей, будучи очень высоким, все же несколько уступает значениям, показанным на фиг. 136. Влияние вращающихся частей и невозможность столь совершенного использования мощности двигателя и силы тяги вследствие недостатков, свойственных коробкам передач с несколькими ступенями, приводят к снижению предельного и максимального ускорений. Кроме того, ускорение не может сразу достичь предельной величины при $v = 0$, как показано на графике. Даже при очень резком включении сцепления происходит буксование дисков, в результате чего ускорение возрастает от 0 до j_{lim} по некоторой кривой, что влечет за собой хотя бы небольшую потерю времени.

Влияние обтекаемости на ускорение усматривается из характера протекания кривой *7* верхнего графика фиг. 136. Кривая *7* дает ускорение для автомобиля

с мощностью на ведущих колесах $N_k = 115$ *л. с.*, весом $G = 1100$ *кг* и фактором сопротивления $kF = 0{,}1 \cdot 1{,}5 = 0{,}15$ вместо принятого ранее фактора сопротивления $kF = 0{,}31$. Значение $kF = 0{,}15$ соответствует хорошему обтекаемому кузову открытого типа, но с закрытыми колесами. Кривая силы сопротивления воздуха обозначена на нижнем графике фиг. 136 знаком P'_w, а кривая силы суммарного сопротивления воздуха и сопротивления качению знаком $P'_w + P_{f\,110}$. Сравнивая кривые ускорения *5* и *7* двух автомобилей одинаковой мощности и одинакового веса, но с различной обтекаемостью, нетрудно убедиться в том, что улучшение внешней формы дает наряду с довольно большим увеличением максимальной скорости заметный прирост максимального ускорения j_{max} в интервале скоростей от 150 *км/час* до v_{max} (≈ 245 *км/час*). При более низких скоростях влияние обтекаемости на ускорение следует считать несущественным. Тем самым подтверждается возможность использования более легких необтекаемых кузовов в горных гонках по извилистым дорогам, подобных известным сицилианским гонкам Тарга Флорио, где средняя скорость никогда не превышала 80 *км/час*.

6. ПРЕДЕЛЬНОЕ УСКОРЕНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ С РАЗЛИЧНЫМИ СИСТЕМАМИ ПРИВОДА

Определим оптимальное значение предельного ускорения автомобиля под действием максимальной силы сцепления $P_{k\,max}$. Это ускорение обладает наибольшей величиной при сравнительно небольших скоростях, когда роль сопротивления качению и сопротивления воздуха в тяговом балансе крайне незначительна. Поэтому будем рассматривать данный вопрос, пренебрегая вышеупомянутыми силами сопротивления и считая, что вся сила $P_{k\,max}$ затрачивается на получение ускорения. Так как величина $P_{k\,max}$ зависит от устройства автомобиля, рассмотрим четыре основных конструктивных варианта, а именно:

1. Автомобиль с задними ведущими колесами.
2. Автомобиль с передними ведущими колесами.
3. Автомобиль с четырьмя ведущими колесами и двумя диференциалами.
4. Автомобиль с четырьмя ведущими колесами и тремя диференциалами (с промежуточным диференциалом на продольном раздаточном валу, распределяющем усилие между передней и задней осями).

1. Автомобиль с задними ведущими колесами. Схема действия сил при ускоренном движении представлена на фиг. 137 (схема А). Здесь R_1 и R_2 соответственно реакции передней и задней осей, P_k—окружное усилие на ведущих колесах; G — вес автомобиля, приложенный в центре тяжести; J — сила инерции, также приложенная в центре тяжести; L—база автомобиля, размеры a, b и h_g определяют положение центра тяжести; r — радиус колеса. Согласно принципу д'Аламбера сумма проекций всех сил, включая и силу инерции, на горизонтальную и вертикальную ось равна нулю и сумма моментов сил относительно задней оси также равна нулю:

$$J - P_k = 0 \qquad R_1 + R_2 = G \text{ или } R_1 = G - R_2.$$

Уравнение моментов

$$R_1 L + P_k r + J(h_g - r) - Gb = 0, \tag{26}$$

сила инерции

$$J = P_k = \frac{G}{g} \cdot j_{lim}, \tag{27}$$

где j_{lim} — предельное ускорение автомобиля,

g — ускорение силы тяжести.

Подставляя выражение (27) в уравнение (26), а также заменяя R_1 разностью $G - R_2$, находим после сокращения реакцию ведущих колес R_2:

$$R_2 = G\left(1 - \frac{b}{L} + \frac{j_{lim} h_g}{gL}\right) = G\left(\frac{a}{L} + \frac{j_{lim} h_g}{gL}\right). \tag{28}$$

Реакция передних колес

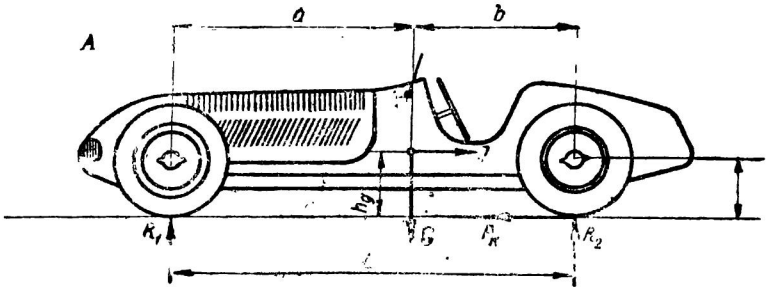
$$R_1 = G - R_2 = G\left(\frac{b}{L} - \frac{j_{lim} h_g}{gL}\right). \tag{29}$$

В рассматриваемом случае $P_k = P_{k\max} = R_2 \varphi = \frac{G}{g} \cdot j_{\lim}$,

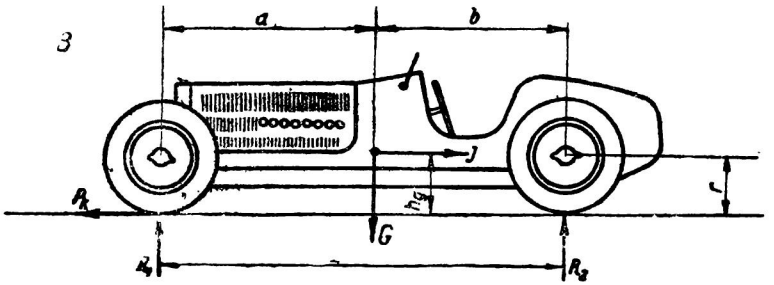
где φ — коэфициент сцепления.

Отсюда

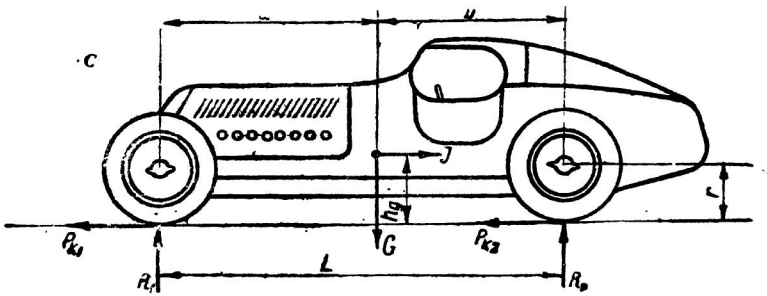
$$R_2 = \frac{G \cdot j_{\lim}}{g \cdot \varphi} \qquad (30)$$



Фиг. 137A.



Фиг. 137B.



Фиг. 137C.

Фиг. 137 а, б, в. Схема действия сил на автомобиль при различном устройстве привода.

Соединяем (28) и (30) $\frac{G \cdot j_{\lim}}{g\varphi} = G\left(\frac{a}{L} + \frac{j_{\lim} \cdot h_g}{gL}\right)$.

После упрощения находим

$$j_{\lim} = \frac{g\frac{a}{L}}{\frac{1}{\varphi} - \frac{h_g}{L}}. \qquad (31)$$

По этой формуле можно вычислить оптимальную величину предельного ускорения автомобиля $j_{\lim}$.

2. Автомобиль с передними ведущими колесами. Схема действия сил дана на фиг. 137 (схема *B*).

Обозначения те же.

$$P_{k\max} = J = \frac{G}{g} j_{\lim}.$$

В то же время

$$P_{k\max} = R_1 \varphi \text{ и } R_1 = \frac{G}{g} \frac{j_{\lim}}{\varphi}. \tag{32}$$

Составляем уравнение моментов относительно задней оси

$$R_1 L + P_k r + J(h_g - r) - Gb = 0$$

$$R_1 = G\left(\frac{b}{L} - \frac{j_{\lim} h_g}{gL}\right) = \frac{G \cdot j_{\lim}}{g \cdot \varphi},$$

отсюда ускорение

$$j_{\lim} = \frac{g \frac{b}{L}}{\frac{1}{\varphi} + \frac{h_g}{L}}. \tag{33}$$

Сравнивая выражения (31) и (33), нетрудно видеть, что при условии равенства нагрузок на переднюю и заднюю оси $\left(\frac{a}{L} = \frac{b}{L}\right)$, автомобиль с передними ведущими колесами развивает меньшее ускорение, чем при приводе на задние колеса, так как в знаменателе формулы (31) стоит разность двух положительных величин, а в знаменателе формулы (33) сумма тех же положительных величин.

3. Автомобиль с четырьмя ведущими колесами и двумя дифференциалами. Схема действия сил показана на фиг. 137 (схема *C*); P_{k1} и P_{k2} соответственно окружные усилия передних и задних колес. Остальные обозначения те же:

$$J - (P_{k1} + P_{k2}) = 0$$

$$R_1 + R_2 = G.$$

Ввиду того что используется полная сила сцепления

$$P_{k1} = R_1 \varphi \qquad P_{k2} = R_2 \varphi,$$

сила инерции

$$J = \frac{G}{g} J_{\lim} \frac{G}{g} j_{\lim} - \varphi(R_1 + R_2) = 0,$$

отсюда находим

$$j_{\lim} = \varphi g. \tag{34}$$

4. Автомобиль с четырьмя ведущими колесами и тремя дифференциалами. Схема действия сил на фиг. 137 (схема *C*). Обозначения те же. Нагрузка на передние и задние колеса автомобиля, вообще говоря, неодинакова. Поэтому их предельная сила сцепления тоже различна. Основное свойство механизма дифференциала состоит в том, что в случае неравенства сопротивлений, встречаемых полуосями, суммарное усилие, которое можно передать обеим полуосям, зависит от менее нагруженной полуоси. Крутящий момент на коробке дифференциала вызывает пробуксовку колеса с меньшим сцеплением, а усилие на втором колесе равно окружному усилию буксующего колеса (без учета трения в дифференциале и ускорения буксующего колеса). В нашем случае суммарное усилие, подводимое обеим осям, зависит от нагрузки менее нагруженной оси. Если принять, что нагрузка на переднюю ось меньше, то как только передние колеса достигнут предела силы сцепления, они начнут буксовать, а увеличить окружное усилие на задних колесах при промежуточном дифференциале невозможно и их окружное усилие будет равно окружному усилию передних колес, хотя предела сцепления задние колеса еще не достигнут. Следовательно,

$$P_{k1} + P_{k2} = 2R_1 \varphi$$

$$P_{k1} + P_{k2} = J = \frac{G}{g} j_{\lim} = 2R_1 \varphi,$$

отсюда

$$R_1 = \frac{G j_{\lim}}{2g\varphi}. \qquad (35)$$

Из уравнения моментов имеем

$$R_1 = G\left(\frac{b}{L} - \frac{j_{\lim} h_g}{gL}\right). \qquad (36)$$

Соединяем (35) и (36) и определяем $j_{\lim}$

$$j_{\lim} = \frac{G\frac{b}{L}}{\frac{1}{2\varphi} + \frac{h_g}{L}}. \qquad (37)$$

Численная величина предельного ускорения для автомобилей различной конструкции в зависимости от коэфициента сцепления φ усматривается из таблицы 47. При этом для получения численных значений $j_{\lim}$ был принят конструктивный фактор $\frac{h_\sigma}{L} = 0{,}159$. В части отношений $\frac{a}{L}$ и $\frac{b}{L}$ было бы неправильно сравнивать различные конструкции при одинаковом положении центра тяжести. Величина $\frac{a}{L}$ должна быть выбрана с таким расчетом, чтобы увеличить сцепной вес, загрузив ведущую ось. Поэтому для задних ведущих колес $\frac{a}{L}$ принято равным 0,6, для переднего привода $\frac{a}{L} = 0{,}45$, а для автомобиля с четырьмя ведущими колесами и тремя диференциалами обе оси загружены поровну — $\frac{a}{L} = 0{,}5$. Последняя цифра примерно соответствует вездеходным автомобилям с четырьмя ведущими колесами типа ГАЗ-61 или Willys[1] при загрузке только одним водителем. По гоночным автомобилям сравнительного материала нет вследствие очень незначительного числа построенных образцов такого типа. На ускорение автомобиля с четырьмя ведущими колесами без промежуточного диференциала отношение $\frac{a}{L}$ не влияет, как видно из выражения (34).

Таблица 47

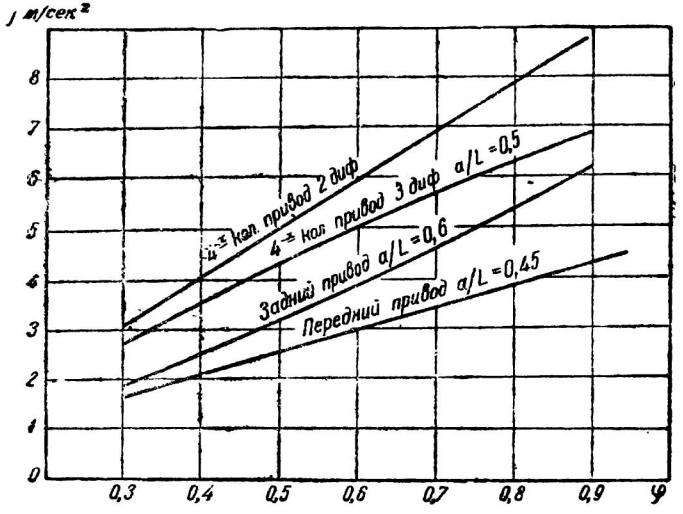
Предельное ускорение $j_{\lim}$ м/сек²

Тип конструкции	a/L	$\varphi=0{,}3$	$\varphi=0{,}4$	$\varphi=0{,}5$	$\varphi=0{,}6$	$\varphi=0{,}7$	$\varphi=0{,}8$	$\varphi=0{,}9$
Задний привод	0,6	1,85	2,51	3,19	3,89	4,63	5,39	6,19
Передний привод	0,45	1,59	2,02	2,5	2,95	3,39	3,83	4,25
Четырехколесный привод, два диференциала	—	2,94	3,92	4,9	5,88	6,86	7,84	8,82
Четырехколесный привод, три диференциала	0,5	2,69	3,47	4,22	4,95	5,61	6,25	6,85

Анализируя табл. 47, легко убедиться, насколько уступают по своим акселеративным качествам автомобили с передними ведущими колесами автомобилям с другими конструкциями привода. Например, задний привод при $\varphi = 0{,}9$ обеспечивает ускорение на 50% больше. Поэтому автомобили с передними ведущими колесами редко применяются для гоночных целей и всегда обнаруживают большую склонность к буксованию, которая, в свою очередь, вредно отражается на упра-

[1] Эти автомобили не имеют промежуточного диференциала.

вляемости автомобиля. Дерапаж (занос) передних буксующих колес труднее поддается исправлению движениями рулевого колеса со стороны гонщика, чем дерапаж задних ведущих колес. Передний привод потерял своих приверженцев, особенно в последние годы, в связи с ростом мощности двигателей и приближением окружных усилий ведущих колес к пределу силы сцепления. В трековых гонках, где поддерживается постоянный режим скорости, а разгон бывает только при старте, автомобили с передними ведущими колесами имели некоторый успех, главным об-



Фиг. 137а. Предельное ускорение автомобилей с различными системами привода.

разом в Америке (конструкции Х. Миллер). Причина слабого ускорения автомобиля с передними ведущими колесами ясна: она заключается в значительном уменьшении сцепного веса при интенсивном ускорении вследствие разгрузки передних колес. У автомобиля с задним приводом, наоборот, перераспределение веса приводит к увеличению сцепного веса и позволяет получить вследствие этого большее ускорение. Табл. 48 дает представление о том, как изменяется отношение нагрузки на заднюю ось к полному весу автомобиля $\frac{R_2}{G}$ в зависимости от ускорения j и характера статического распределения нагрузки между осями, определяемого отношением $\frac{a}{L}$. Численные значения таблицы получены с помощью выражения (28) при $\frac{h_g}{L} = 0{,}159$.

Таблица 48

Зависимость R_2/G от ускорения j и отношения a/L

a/L \ j м/сек²	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,45	0,466	0,482	0,498	0,515	0,531	0,547	0,563	0,579	0,596
0,5	0,516	0,532	0,549	0,565	0,581	0,597	0,613	0,629	0,646
0,55	0,566	0,582	0,598	0,615	0,631	0,647	0,663	0,679	0,696
0,6	0,616	0,632	0,649	0,665	0,681	0,697	0,713	0,729	0,746

У автомобилей с четырьмя ведущими колесами отметим существенное влияние промежуточного дифференциала на предельное ускорение. Без промежуточного дифференциала четырехколесный привод всегда обеспечивает 100% сцепного веса и

соответственно наибольшее ускорение. С этой точки зрения такая конструкция безусловно представляет собой наилучший вариант для гоночного автомобиля с мощным двигателем. С тремя дифференциалами получается относительно небольшое увеличение ускорения по сравнению с ускорением для обычного привода к задним колесам и то только при малых значениях коэфициента сцепления φ. Последнее, впрочем, справедливо при данном распределении веса, характеризуемом принятым отношением $\frac{a_a}{L}$. Рациональным подбором распределения нагрузки можно приблизить ускорение автомобиля с тремя дифференциалами к ускорению, полученному при двух дифференциалах. Для этого при ускоренном движении реакции обеих осей должны быть одинаковы

$$R_1 = R_2.$$

Как указано выше, по свойству механизма дифференциала суммарное усилие двух полуосей равно удвоенному усилию менее нагруженной полуоси. При одинаковой нагрузке обеих ведущих осей $2R_1 = R_1 + R_2 = G$, а максимальное окружное усилие $2R_1\varphi = G\varphi$, т. е. сцепной вес равен 100%. Определим, при каком отношении $\frac{a}{L}$ (или, иначе, положении центра тяжести по длине автомобиля) мы получим одинаковую нагрузку на обе оси в процессе разгона и одинаковое ускорение для обоих вариантов автомобилей с четырьмя ведущими колесами. Соединяя уравнения (37) и (34), получаем

$$\varphi g = \frac{g\frac{b}{L}}{\frac{1}{2\varphi} + \frac{h_g}{L}},$$

отсюда после упрощения и замены

$$\frac{b}{L} = 1 - \frac{a}{L}$$

$$\frac{a}{L} = \frac{1}{2} - \varphi\frac{h_g}{L}. \tag{38}$$

Например, для частных значений $\varphi = 0{,}9$ и $\frac{h_g}{L} = 0{,}159$ получим $\frac{a}{L} = 0{,}357$, т. е. нагрузка на задние колеса должна составлять $35{,}7\%$ от полного веса, тогда получим равенство нагрузок на обе оси во время разгона на дороге с коэфициентом $\varphi = 0{,}9$. Вообще говоря, для автомобиля с тремя дифференциалами всегда желательно иметь $R_1 = R_2$ или, подставляя из выражений (28) и (29)

$$G\left(\frac{b}{L} - \frac{j_{\lim}h_g}{gL}\right) = G\left(\frac{a}{L} + \frac{j_{\lim}h_g}{gL}\right),$$

получим

$$\frac{a}{L} = \frac{1}{2} - \frac{j_{\lim}h_g}{gL}. \tag{39}$$

Таким образом, оптимальное значение $\frac{a}{L}$ зависит от ускорения, а последнее в свою очередь является функцией φ и меняется в зависимости от условий сцепления колес с дорогой. Поэтому представляется трудным добиться 100% сцепного веса на автомобилях с промежуточным дифференциалом; по своим акселеративным качествам они должны уступать варианту с двумя дифференциалами.

Промежуточный дифференциал в схеме трансмиссии автомобиля оправдывается соображениями поворотливости. На фиг. 138 показана схема (А) прохождения поворота автомобилем с передними управляемыми колесами. Обозначим угловые скорости вращения передних колес через ω_1 и ω_2, а задних ω_3 и ω_4. Из рисунка видно, что автомобиль оставляет четыре следа и

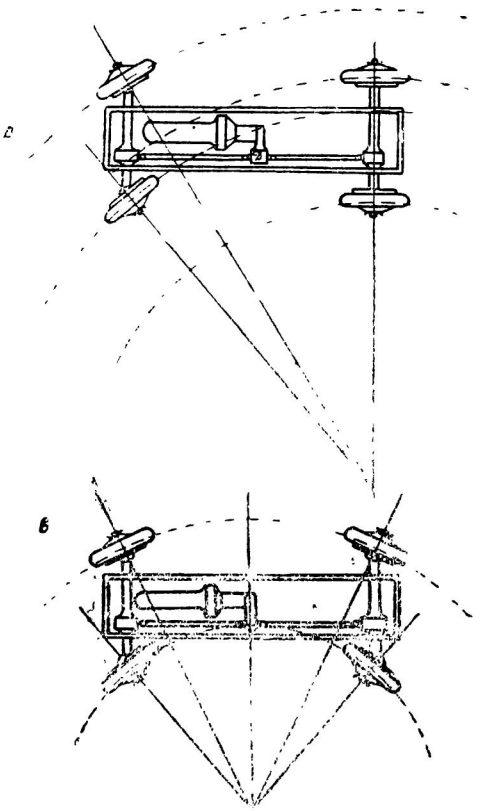
$$\omega_1 + \omega_2 \neq \omega_3 + \omega_4.$$

Между тем согласно свойствам диференциала сумма угловых скоростей полуосей равна удвоенной угловой скорости коробки диференциала Ω

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\Omega \text{ и } \omega_3 + \omega_4 = 2\Omega.$$

Учитывая предыдущее неравенство, приходим к выводу, что для поворота без скольжения колес нужно ввести промежуточный диференциал, чтобы получить возможность вращения коробок переднего и заднего диференциалов с разной скоростью. Если выполнить трансмиссию автомобиля, не взирая на эти обстоятельства, только с двумя диференциалами, как на фиг. 74, XII, то прохождение поворотов будет неизбежно связано с буксованием колес, что неблагоприятно отражается на управляемости автомобиля.

Несмотря на заманчивость системы привода на все колеса, известно мало случаев выполнения гоночных автомобилей по такой схеме. Не вполне удачную попытку сделал в этом направлении известный конструктор гоночных автомобилей Э. Бугатти, выпустивший в 1932 г. автомобиль с четырьмя ведущими колесами по схеме фиг. 74, XII. В то время это был один из самых мощных дорожно-гоночных автомобилей с пятилитровым двигателем 300 *л. с.* При задних ведущих колесах и такой мощности в период разгона ощущался недостаток силы сцепления, благодаря чему и возникла идея ввести дополнительно привод на передние колеса. В первой же дорожной гонке обнаружились затруднения в управлении автомобилем на поворотах из-за отсутствия промежуточного диференциала, и конструктор был вынужден аннулировать все предварительные записи этого автомобиля на дорожные гонки 1932 г. Зато в гонке на прямом участке без поворотов пятилитровый автомобиль Бугатти с четырьмя ведущими колесами доказал свое абсолютное превосходство над всеми конкурентами с двумя ведущими колесами. На опыте эксплоатации автомобиля Бугатти было доказано, что при двух диференциалах на быстроходной машине трудно добиться устойчивого хода на поворотах.



Фиг. 138. Схема прохождения поворота автомобилями с четырьмя ведущими колесами.

Вторым представителем конструкций с четырьмя ведущими колесами является известный рекордный автомобиль Непир-Рельтон. Однако он был рассчитан только для рекордных заездов на дистанции от 1 *км* до 10 миль и имел только один диференциал на передней оси, а задняя ось с узкой колеей вовсе не имела диференциала. Кроме того, каждая ось имела привод от самостоятельного двигателя. Конечно, такая схема трансмиссии могла оправдать себя только в рамках вышеуказанной задачи, а на дорожно-гоночном автомобиле она вряд ли имела бы успех хотя бы по той причине, что координировать число оборотов обоих двигателей на поворотах оказалось бы затруднительным или даже невозможным. Кроме того, при одинаковой мощности обоих двигателей один из них нередко оказывался бы недогруженным вследствие буксования колес при неизбежных колебаниях предельной силы сцепления, в то время как мощности второго двигателя нехватало бы для получения наибольшей силы тяги на колесах соответствующей ведушей оси. Недо-

статки управляемости автомобиля с двумя дифференциалами можно устранить, если выполнить его с управляемыми передними и задними колесами (фиг. 138, *В*). Тогда на повороте остаются только две колеи и для скорости вращения колес имеет место равенство:

$$\omega_1 + \omega_2 = \omega_3 + \omega_4.$$

Обе оси могут получать вращение от продольного вала без промежуточного дифференциала, причем все колеса катятся по своему пути без скольжения или буксования. Одновременно, как видно из схемы, сокращается радиус поворота, что также способствует улучшению управляемости. Сцепной вес такого автомобиля всегда равен 100%.

На основании изложенных соображений можно считать наилучшим вариантом устройства гоночного автомобиля вариант с четырьмя ведущими и управляемыми колесами. Насколько нам известно, гоночные автомобили до сего времени по такой схеме еще не строились. Она скорее относится к области вездеходных автомобилей, где иногда применяется и доказывает свои отличные качества. Приближение окружных усилий на колесах гоночных автомобилей к пределу сцепления в широком интервале скоростей заставляет предполагать их дальнейшее конструктивное развитие именно в этом направлении. При отсутствии промежуточного дифференциала в автомобилях вездеходного типа считают возможным усиленный износ шин, так так задние и передние колеса при движении по неровному рельефу местности часто проходят неодинаковый путь. Это обстоятельство относят к недостаткам схемы с двумя дифференциалами; оно заставило ввести в схему трансмиссии устройство для возможности выключения переднего привода, обусловливающего, кроме того, повышенные механические потери. Для гоночного автомобиля усиление износа шин имело бы еще более нежелательные последствия, потому что срок их службы и без того до крайности ограничен. Однако гоночные автомобили эксплоатируются, как правило, на дорогах с образцовым, весьма ровным покрытием, а распределение тягового усилия на большее число колес должно отдалить окружное усилие от предельной силы сцепления и уменьшить тенденцию к буксованию колес. Поэтому вопрос об увеличении износа шин в случае привода на все колеса без промежуточного дифференциала, применительно к гоночному автомобилю можно считать спорным, и даже есть основания ожидать увеличения срока службы шин.

Автомобилю с промежуточным дифференциалом свойственны еще и другие недостатки: при потере одним из колес контакта с дорогой из-за ухудшения условий сцепления или подскакивания остальные три колеса тоже прекращают передачу крутящего момента. При отсутствии промежуточного дифференциала в таком случае весь крутящий момент воспринимает одна из осей, сохранившая сцепление с дорогой. Фотографирование гоночных автомобилей на ходу доказало, что даже на специальных автодромах, как например на Бруклендском треке, колеса нередко теряют контакт с дорогой, а значит, промежуточный дифференциал создает предпосылки к получению прерывистого движущего усилия. Если две полуоси связаны между собой дифференциалом, то при подскакивании одного из колес оно будет увеличивать скорость своего вращения, а в момент соприкосновения с дорогой оно должно очень быстро возвратиться к первоначальной скорости. При этом неизбежна некоторая пробуксовка, влекущая за собой усиление износа шин.

Еще в самом начале развития автомобильного спорта некоторые фирмы пытались облегчить работу шин, отказавшись от дифференциала, хотя такое мероприятие приводило к некоторому ухудшению условий работы шин на поворотах и несколько затрудняло управление автомобилем. Промежуточный дифференциал на автомобиле с четырьмя ведущими колесами создает дополнительные условия для пробуксовки колес: при подскакивании одного из колес промежуточный дифференциал ускоряет вращение одной половины продольного вала, а дифференциал той оси, которая потеряла сцепление одного из колес, будет, в свою очередь, ускорять вращение соответствующей полуоси. Таким образом, отделившееся от дороги колесо будет испытывать двойное ускорение в результате работы обоих дифференциалов. Тем сильнее должна получиться пробуксовка в момент восстановления контакта. При отсутствии промежуточного дифференциала каждая ось имеет возможность воспринять полный крутящий момент двигателя, и если одно из колес отделится от

дороги, то оно не ускорит своего вращения и пробуксовки при последующем соприкосновении колеса с дорогой не будет.

Таким образом, в смысле уменьшения износа шин самой выгодной является конструкция автомобиля с четырьмя ведущими колесами без промежуточного диференциала; несколько хуже обычная схема с одной задней ведущей осью, а последнее место занимает автомобиль с четырьмя ведущими колесами и промежуточным диференциалом. Все эти соображения еще раз подтверждают, что, повидимому, наиболее рациональной следовало бы считать конструкцию гоночного автомобиля с четырьмя ведущими и управляемыми колесами без промежуточного диференциала, так как только эта схема может обеспечить одновременно максимум силы тяги, наибольшую непрерывность силы тяги, хорошую управляемость и минимальный износ шин на прямой дороге и на виражах. На практике такая схема спортивного автомобиля еще испытана не была.

7. ГОНКИ НА 1 КИЛОМЕТР С МЕСТА

Гонки на 1 *км* с места с давних пор считаются критерием для оценки способности автомобиля к взятию с места (демарражу) и разгону. Результат гонки можно оценить по времени прохождения километра, по соответствующей средней скорости или по величине среднего ускорения, если считать движение автомобиля на всей дистанции равноускоренным. Предельные ускорения для разных типов автомобилей, полученные по формулам (31), (33), (34) и (37), могут быть использованы для вычисления времени прохождения одного километра с места, если подставить предельные численные значения $j_{\lim}$ при $\varphi = 0{,}9$ из табл. 47 в известную формулу механики

$$S = \frac{jt^2}{2}, \quad \text{откуда} \quad t = \sqrt{\frac{2S}{j}}. \tag{40}$$

Здесь S — путь, пройденный при равномерно ускоренном движении в *м*. В интересующем нас примере $S = 1000$ *м*

t — время прохождения пути S в *сек.*,

j — ускорение в *м/сек*^{2}.

Тогда получим физический предел рекорда скорости на 1 *км* с места по пределу силы сцепления колес с дорогой. Разумеется, нужно помнить, что все цифры, указанные ниже, получены на основании предположения работы автомобиля без внешних сопротивлений, так как при выводе формул $j_{\lim}$ мы пренебрегли сопротивлением воздуха и сопротивлением качению. Следовательно, предельные скорости для рекорда на 1 *км* с места завышены по сравнению с реальными скоростями. Подставляем в выражение (40) значения $j_{\lim}$:

1. Для автомобиля с задними ведущими колесами: при $\varphi = 0{,}9$.

$$j_{\lim} = 6{,}19 \ м/сек^2, \quad t = \sqrt{\frac{2 \cdot 1000}{6{,}19}} \approx 18 \ \text{сек.}$$

$$v_{\lim} = \frac{3600}{18} = 200 \ км/час.$$

2. Для автомобиля с передними ведущими колесами: при $\varphi = 0{,}9$

$$j_{\lim} = 4{,}25 \ м/сек^2, \quad t = \sqrt{\frac{2 \cdot 1000}{4{,}25}} \approx 21{,}7 \ \text{сек.}$$

$$v_{\lim} = \frac{3600}{21{,}7} = 166 \ км/час.$$

3. Для автомобиля с четырьмя ведущими колесами без промежуточного диференциала: при $\varphi = 0{,}9$

$$j_{\lim} = 8{,}82 \ м/сек^2,$$

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot 1000}{8{,}82}} = 15{,}1 \ \text{сек.}$$

$$v_{\lim} = \frac{3600}{15{,}1} = 238 \ км/час.$$

4. Для автомобиля с четырьмя ведущими колесами и промежуточным диференциалом: при $\varphi = 0{,}9$

$$j_{\lim} = 6{,}85 \ м/сек^2,$$

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot 1000}{6{,}85}} = 17{,}1 \ сек.$$

$$v_{\lim}' = \frac{3600}{17{,}1} = 210 \ км/час.$$

Наличие дополнительных сопротивлений снижает реальную скорость по сравнению с физическим пределом рекорда $v_{\lim}'$. Однако разница не так велика, как кажется на первый взгляд. Фактический мировой рекорд скорости на 1 *км* с места поразительно близок к предельной возможной скорости. Лучший результат на этой дистанции показал в 1937 г. Б. Роземейер на шестилитровом автомобиле Ауто Унион с задними ведущими колесами в классе В — 19,08 *сек.*, что соответствует скорости 188,7 *км/час*. Табл. 49 дает для сравнения в хронологическом порядке еще некоторые лучшие достижения в гонках на километр с места.

Полученный нами физический предел отличается от фактического рекорда всего лишь на 1,08 сек. Сопоставляя мировой рекорд с предельной скоростью $v_{\lim}$, мы видим, что здесь перспективы дальнейших улучшений еще более ограничены, чем в вопросе абсолютного рекорда на 1 *км* с хода. Предельная скорость $v_{\lim} = 200$ *км/час* не может рассматриваться как точный предел, ибо вычисление этой цифры было выполнено на основе конкретных значений $\frac{a}{L}$ и $\frac{h_g}{L}$, которые, вообще говоря, могут изменяться по усмотрению конструктора. Например, если $\frac{a}{L}$ увеличить до 0,7, а $\frac{h_g}{L}$ взять равным 0,18, то $j_{\lim}$ по выражению (31) равно уже 7,4, а $v_{\lim}$ по (40) достигнет 219 *км/час*. Чтобы увеличить сцепление ведущих колес с дорогой во время разгона, желательно увеличить $\frac{a}{L}$ и повысить центр тяжести или, насколько возможно, сократить базу L. Тогда, как видно из выражения (31), увеличится предельное ускорение $j_{\lim}$. Но в то же время повышение центра тяжести ведет к увеличению лобовой площади и тогда увеличивается доля силы сцепления колес, расходуемая на преодоление сопротивления воздуха. Конструктор должен найти наивыгоднейшее положение центра тяжести с тем, чтобы получить оптимальное $j_{\lim}$, не слишком увеличивая лобовую площадь и не слишком разгружая передние колеса для сохранения хорошей управляемости. Те значения, которые были нами приняты при вычислении табл. 47 — $\frac{a}{L} = 0{,}6$ и $\frac{h_g}{L} = 0{,}159$, соответствуют автомобилю Ауто Унион типа Grand Prix. Мировой рекорд на 1 *км* с места был установлен на таком автомобиле с несколько укороченной базой, т. е. увеличенным отношением $\frac{h_g}{L}$. Возможно, что и статическое распределение нагрузки у него было иным. Как бы то ни было, приведенные подсчеты показывают, что рекорд на 1 *км* с места для автомобиля с задними ведущими колесами чрезвычайно близко подошел к физическому пределу (при данном коэфициенте сцепления) и дальнейшее его улучшение может измеряться считанными долями секунды. Автомобиль с передними ведущими колесами, очевидно, не имеет шансов на установление мирового рекорда на 1 *км* с места, так как его физический предел скорости уже ниже, чем фактический рекорд, автомобиля с задним приводом.

Опять-таки, как и в случае абсолютного рекорда, для достижения наилучшего результата на дистанции 1 *км* с места наиболее радикальным средством можно считать применение привода на обе оси, чтобы использовать вес автомобиля на 100%.

По тем же соображениям следует отдать предпочтение варианту с двумя диференциалами. Прямолинейность дороги позволяет не вводить в конструкцию управляемых задних колес без всякого ущерба для выполнения поставленной задачи.

Таблица 49

Результаты гонок на 1 *км* с места

Год	Фирма автомобиля	Тип автомобиля	Раб. объем в *л*	Гонщик	Время в сек.	Средняя скорость в *км/час*	Среднее ускорение в *м/сек²*	Примечание
1898	Жанто		—	Шаслу Лоба	72,6	49,6	0,38	Мировой рекорд
1899	Иенатци		—	К. Иенатци	68	53	0,43	» »
1899	Жанто		—	Шаслу Лоба	56,4	63,8	0,63	» »
1899	Жанто		—	Шаслу Лоба	48,6	74,1	0,85	» »
1899	Иенатци		—	К. Иенатци	47,8	75,3	0,88	» »
1912	Пежо	Grand Prix	7,6	Ж Буалло	28,8	125	2,4	—
1933	Непир-Рельтон	Трековый	23	Дж. Кобб	25,27	142,46	3,12	Мировой рекорд
1934	Ауто Унион	Grand Prix	6	Г. Штук	22,025	163,45	4,13	» »
1937	Ауто Унион	Grand Prix	6	Г. Штук	21	171	4,53	» »
1937	Ауто Унион	Grand Prix	6	Б. Роземейер	19,08	188,7	5,5	» »

В литературе можно иногда встретить указания на максимальное значение φ, равное единице. Если принять эту величину и пренебречь всеми другими сопротивлениями, то для автомобиля с приводом на четыре колеса без промежуточного диференциала $j_{\lim} = g = 9{,}8$ *м/сек²*, т. е. его движение становится подобным движению свободно падающего тела. Время, затраченное на прохождение 1 *км* с места, снижается до 14,3 сек., а $v'_{\lim}$ соответственно достигает 252 *км/час*. Видимо, последнюю цифру и следует считать абсолютным физическим пределом рекорда скорости на 1 *км* с места при условии, что φ не будет больше единицы.

Полученные нами с помощью формулы (40) предельные скорости $v'_{\lim}$ представляют собой среднюю скорость на мерном километре. При равноускоренном движении скорость в конце дистанции равна удвоенной средней скорости. Поэтому четыре рассмотренных автомобиля различной конструкции должны в конце километра достичь скорости соответственно 400, 332, 476 и 420 *км/час*. О том, в какой мере влияют сопротивление качению и сопротивление воздуха на возможность приблизиться к предельным скоростям, можно до некоторой степени судить по фиг. 120 и 123. При скорости, которую нужно развить в конце километра, на сопротивление качению и сопротивление воздуха расходуется не более 15—18% от максимальной силы сцепления. Подавляющая часть тягового усилия может быть использована на сообщение массе автомобиля ускорения, конечно, при достаточной мощности. На практике все рекорды на 1 *км* с места установлены на более легких и менее мощных автомобилях типа Grand Prix. Это объясняется тем, что на тяжелых рекордных автомобилях представляется опасным форсировать силу тяги до предела сцепления во избежание повреждения покрышек, обладающих весьма ограниченной прочностью и еще более ограниченной износоустойчивостью. На легких автомобилях типа Grand Prix пробуксовка шин не внушает столь серьезных опасений.

С обтекаемыми кузовами лучшие образцы автомобилей Grand Prix имеют максимальную скорость около 400 *км/час*. Однако при этой скорости вся сила тяги уже затрачивается на преодоление сил сопротивления качению и сопротивления воздуха, благодаря чему в заключительной стадии прохождения километра с места ускорение бы-

стро снижается и физический предел рекорда остается недосягаемым. В предыдущих рассуждениях не учитывалось также и то обстоятельство, что применяемые коробки передач с несколькими ступенями, с одной стороны, не обеспечивают плавного разгона с использованием полной мощности двигателя, а с другой, — создают потерю времени на процесс переключения. Автоматическая коробка передач с прогрессивным изменением передаточного числа может дать решение этого вопроса. Для лучшего приспособления режима работы двигателя к условиям работы автомобиля, в конструкциях типа Grand Prix, несмотря на большую мощность, устанавливают четырех- и даже пятискоростные коробки передач. Между предельной скоростью для автомобиля с четырьмя ведущими колесами, соответствующей времени на 1 *км* с места $t = 15{,}1$ сек., и фактическим рекордом Б. Роземейера $t = 19{,}08$ сек., интервал всего 4 сек. Учитывая наличие, помимо инерции автомобиля, других сопротивлений, а также недостатков, свойственных коробке передач, приходится признать это достижение выдающимся как с точки зрения технического использования автомобиля с двумя ведущими колесами, так и в смысле искусства, проявленного водителем. Среднее ускорение для данного рекорда на дистанции 1 *км* составляет:

$$j_{cp} = \frac{2S}{t^2} = \frac{2 \cdot 1000}{19{,}08^2} = 5{,}5 \ м/сек^2.$$

Повидимому, для получения такого высокого среднего ускорения при задних ведущих колесах пришлось допустить значительную разгрузку передней оси с тем, чтобы увеличить сцепной вес и использовать полностью силу сцепления в начальной стадии прохождения мерного километра.

Влияние сопротивления качению и сопротивления воздуха на величину разрыва между теоретическим и фактическим рекордами можно проверить графо-аналитическим путем на основании заданного тягового баланса. Пример решения такой задачи представлен на фиг. 139. В качестве объекта исследования взят автомобиль типа Grand Prix с ложнообтекаемым кузовом, аналогичный по основным данным фактическому держателю рекорда автомобилю Ауто-Унион, 6 *л*. Его характеристика складывается из следующих параметров:

Вес в рабочем состоянии $G = 1000$ *кг*.

Эффективная мощность двигателя $N_m = 600$ *л. с.*

Механический к. п. д. трансмиссии $\eta_m = 0{,}9$.

Фактор сопротивления $kF = 0{,}31$.

Положение центра тяжести $\frac{a}{L} = 0{,}6$.

Давление в шинах $p = 7$ *кг/см²*.

Коэфициент изменения реакции $m_2 = 1{,}15$. Привод на задние колеса. Решение задачи распадается на пять этапов, изображенных последовательно на фиг. 139.

А. Строится тяговый баланс на основании кривых P_w, $P_w + P_f$ и P_k. В первой стадии разгона $P_{k\max} = m_2 \varphi \frac{a}{L} \cdot G \cdot 1000 = 1{,}15 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}6 \cdot 1000 = 620$ *кг*.

Максимальное окружное усилие при заданной мощности выдерживается до скорости

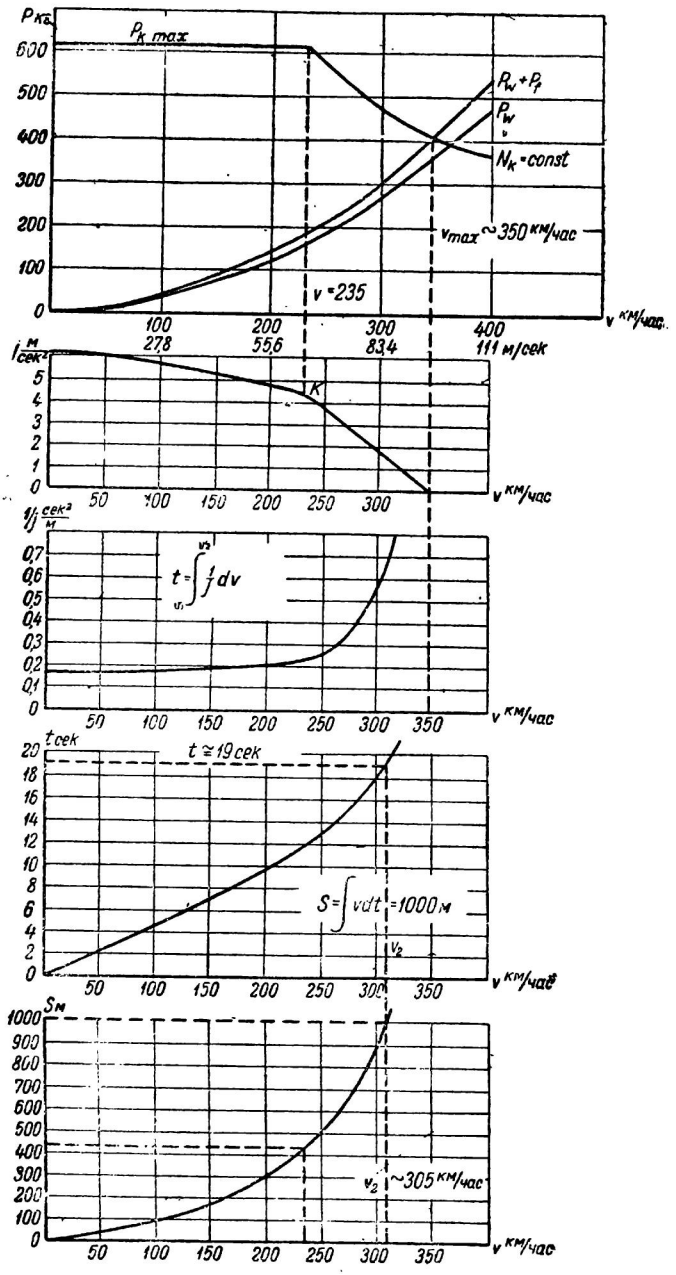
$$v = \frac{N_m \eta_m}{P_{k\max}} \frac{75}{} = \frac{600 \cdot 0{,}9 \cdot 75}{620} = 65{,}5 \ м/сек = 235 \ км/час.$$

По достижении автомобилем скорости 235 *км/час* окружное усилие начинает уменьшаться. В лучшем случае при наличии прогрессивной коробки передач на протяжении дальнейшей стадии разгона мощность двигателя и его число оборотов остаются постоянными, т. е. в этом интервале скоростей справедливо выражение $N = P_k v = \text{const}$. Очевидно, кривая, по которой снижается окружное усилие от скорости 235 *км/час*, является равнобокой гиперболой и легко может быть построена по точкам. Пересечение этой кривой с линией $P_w + P_f$ позволяет найти максимальную скорость автомобиля. В данном примере $v_{\max} \approx 350$ *км/час*.

В. Из тягового баланса определяется избыточный запас силы тяги $P_{из} = P_k - (P_w + P_f)$. По запасу силы тяги находим ускорение автомобиля из выражения:

$$j = \frac{P_{из}\, g}{G}.$$

Найденные ускорения при различных скоростях используются для построения второго графика $j = f(v)$. С момента трогания с места до скорости 235 *км/час* автомобиль движется с предельным ускорением j_{lim}, ограниченным только условиями сцепления шины с дорогой. В точке K область предельных ускорений кончается и начинается интервал скоростей вплоть до максимальной скорости $v_{\max}$, где ускорение $j_{\max}$ ограничено максимальной мощностью двигателя и постепенно падает до нуля.



Фиг. 139. Определение времени прохождения 1 *км* с места необтекаемым дорожно-гоночным автомобилем.

С. На основании кривой ускорений строим график обратной величины $\frac{1}{j}$ как функции скорости. Далее определяем время разгона в интервале интересующих нас скоростей. Ускорение есть первая производная скорости по времени или

$$j = \frac{dv}{dt},$$

отсюда приращение времени dt равно

$$dt = \frac{1}{j}\, dv.$$

Общее время разгона от скорости $v = 0$ до некоторой скорости v_1 определяется из выражения:

$$t = \int_0^{v_1} \frac{1}{j}\, dv.$$

Такой интеграл нетрудно решить графическим путем, если разбить площадь между кривой $\frac{1}{j}$ и осью абсцисс на ряд участков и затем планиметрировать каждый участок, чтобы найти его площадь. В пределах соответствующего интервала скоростей площадь участка в некотором масштабе определяет время разгона.

D. Вычисление времени разгона по отдельным участкам третьего графика служит основой для построения по точкам новой кривой $t = f_1(v)$, что и выполнено на четвертом рисунке. Площадь, заключенная между кривой $t = f_1(v)$ и осью

ординат, представляет собой в известном масштабе пройденный путь, так как

$$S = \int_0^{v_1} v\,dt,$$

где v_1 — скорость в конце мерного километра, а S в рассматриваемом примере составляет 1000 *м*. Планиметрированием участков площади между кривой и осью ординат определяем длину пути, соответствующую интервалам изменения скорости.

Е. Каждая элементарная площадка четвертого графика дает одну точку для получения последней кривой $S = f_2(v)$. Проводя горизонталь $S \approx 1000$ *м* до пересечения с кривой $S = f_2(v)$, находим скорость в конце мерного километра $v_1 \approx 305$ *км/час*. Иначе говоря, в гонке на километр с места автомобиль не достигает своей максимальной скорости. Переносим ординату $v_1 = 305$ *км/час* на четвертый график до пересечения с кривой $t = f_1(v)$. Из точки пересечения проводим горизонталь до оси ординат, где и определится время прохождения километра с места $t \approx 19$ сек. Таким образом, результат графо-аналитического расчета приблизительно совпадает с фактическим мировым рекордом. По ординате $v = 235$ *км/час* на последних двух графиках видим, что движение с предельным ускорением длится 12 сек., в течение которых автомобиль успевает пройти около 450 *м*. Средняя скорость на заданной дистанции равна 189 *км/час*. На финише автомобиль еще движется с ускорением около 1,5 *м/сек*^{2}. Чтобы оценить правильность полученного результата, необходимо отметить некоторые упрощения и неточности, допущенные при выполнении расчета, а именно:

a) не учтена потеря времени в момент трогания с места при включении сцепления, когда происходит буксование дисков, хотя в гоночной практике применяют резкое включение и взятие с места рывком во избежание задержки;

b) не принято во внимание влияние вращающихся частей. Затрата мощности на разгон вращающихся частей сокращает интервал скоростей, где выдерживается $P_{b\,\max}$, и снижает P_k при дальнейшем увеличении скорости, ибо автомобиль Ауто Унион имеет не прогрессивную, а ступенчатую коробку передач и потому двигатель работает с переменным числом оборотов. Как было упомянуто выше, влияние вращающихся частей на рабочий баланс в гоночном автомобиле можно считать меньшим, чем в транспортном;

c) в связи с применением ступенчатой коробки передач двигатель не может все время работать на режиме, соответствующем максимальной мощности, и кривая P_k не получается плавной, отклоняясь вниз от гиперболы $P_k v = \text{const}$;

d) не учтена потеря времени на переключение передач.

Казалось бы, все эти допущения должны привести к тому, что расчетный рекорд окажется существенно выше фактического. Однако, в противовес перечисленным допущениям, можно указать на следующие обстоятельства:

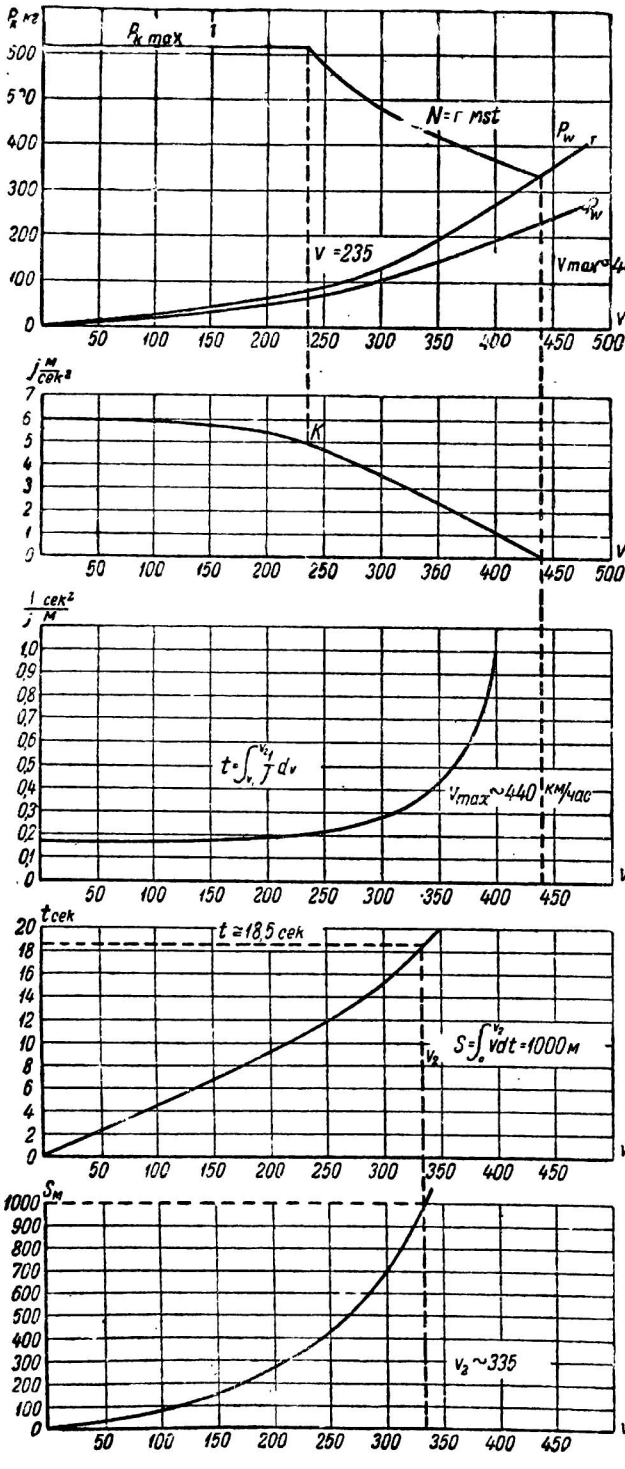
a) Мощность $N_m = 600$ *л. с.* соответствует дорожно-гоночному автомобилю типа Grand Prix для больших дистанций. Обычно представляется возможным форсировать мощность для кратковременной работы во время рекордного заезда. 12-цилиндровый автомобиль Мерседес-Бенц класса B, приспособленный для аналогичных условий, развивал 700 *л. с.* Есть основания предполагать, что и автомобиль Ауто Унион обладал такой же мощностью, так как рабочий объем отдельных цилиндров его двигателя меньше, чем у двигателя Мерседес-Бенц (375 *см*^{3} против 465 *см*^{3}), и потому они должны допускать большее форсирование рабочего процесса.

b) Вес $G = 1000$ *кг* также соответствует дорожно-гоночному автомобилю с относительно небольшим запасом топлива. Вероятно, этот вес удалось снизить для рекордного заезда на 50—100 *кг*, благодаря чему увеличилось ускорение.

c) Автомобиль Ауто Унион имел для километровки укороченную базу L и увеличенные отношения $\frac{a}{L}$ и $\frac{h_g}{L}$. Такое изменение влечет за собой увеличение сцепного веса (увеличение коэфициента изменения реакции) и, согласно выражению (31), увеличивает предельное ускорение автомобиля j_{lim}.

d) По некоторым источникам коэфициент сцепления φ доходит до 1. Если это справедливо для автострады, на которой Ауто Унион установил рекорд на 1 *км* с места, то и ускорения должны были получиться бо́льшими.

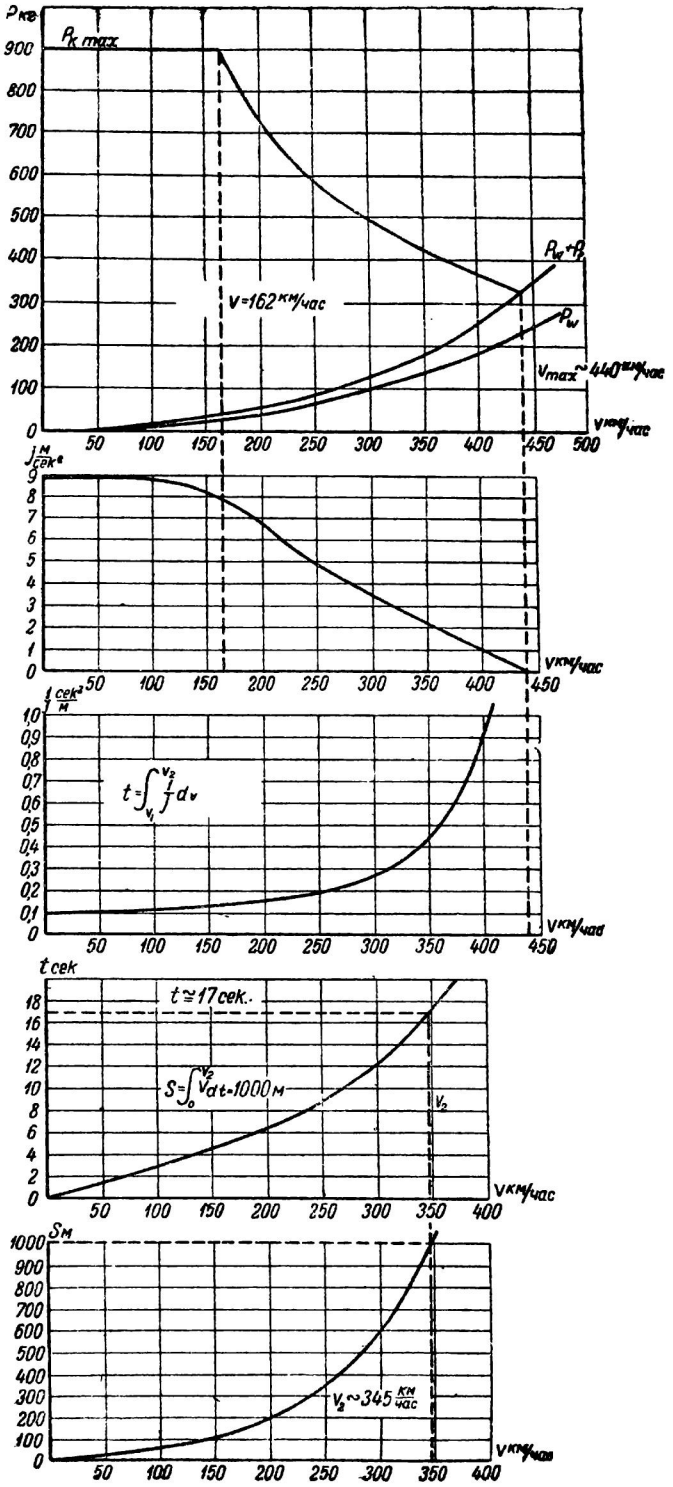
Повидимому, совместное влияние всех факторов за и против привело к совпадению расчетного времени с фактическим мировым рекордом.



Фиг. 140. Определение времени прохождения 1 *км* с места обтекаемым гоночным автомобилем.

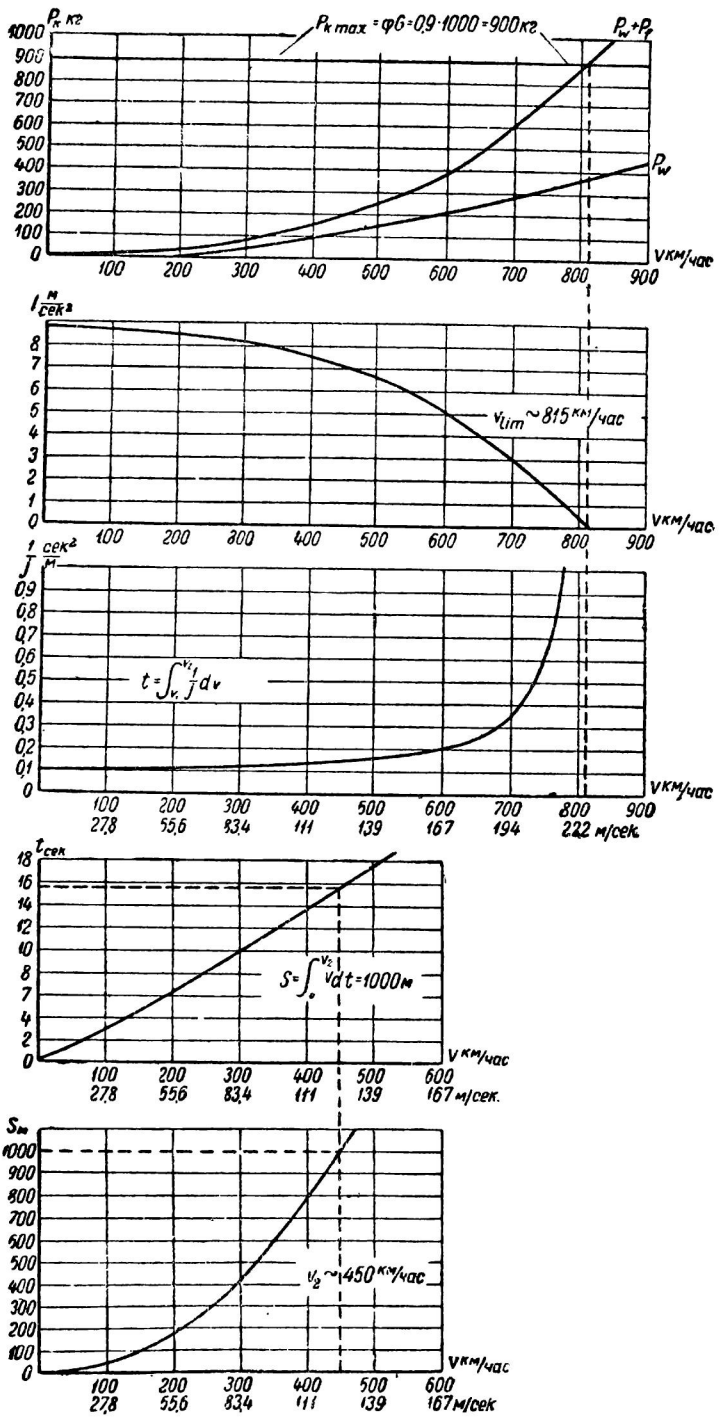
Каковы перспективы завоевания последней секунды, отделяющей результаты автомобиля Ауто Унион ($t = 19{,}08$ сек.)? от предельного рекорда на 1 *км* с места для автомобиля с двумя ведущими колесами ($t = 18$ сек.). Здесь наряду с увеличением мощности двигателя представляет интерес использование обтекаемого кузова. Увеличение мощности при сохранении прежнего веса не увеличивает ускорения в первой стадии движения, где ускорение зависит почти от одной предельной силы сцепления, но расширяет область предельных ускорений, заключенную между осью ординат и точкой K на фиг. 139. Во всяком случае в течение первых 12 сек. форсировать движение автомобиля за счет мощности нельзя. Зато вторая стадия разгона, где ускорение определяется мощностью двигателя, может протекать более интенсивно. Установка обтекаемого кузова влечет за собой увеличение ускорения на всем диапазоне скоростей от старта до финиша. Остается неизменной только оптимальная величина предельного ускорения, которая выдерживается в течение 3—4 сек. после старта. На фиг. 140 показан графоаналитический расчет времени заезда на 1 *км* с места для автомобиля типа Grand Prix, но снабженного обтекаемым кузовом. Мощность, вес и давление в шинах сохранены такими же, какие были приняты в предыдущем примере на фиг. 139. Коэфициент сопротивления воздуха $k = 0{,}08$ и лобовая площадь $F = 1{,}5$ *м*² примерно соответствуют рекордному автомобилю Мерсе-

дес-Бенц класса B. При той же мощности $N_m = 600$ *л.с.* точка K перехода предельного ускорения в максимальное опять соответствует скорости $v = 235$ *км/час*. Максимальная скорость v_{max} увеличивается весьма заметно — до 440 *км/час*. В значительно меньшей степени увеличивается по сравнению с предыдущим примером скорость в конце мерного километра — до $v_1 = 335$ *км/час* и в еще меньшей степени средняя скорость на заданной дистанции — до $v = 195$ *км/час*, что соответствует времени заезда $t = 18{,}5$ сек. Иначе говоря, введение обтекаемого кузова позволяет снизить время пробега приблизительно на 0,5 сек. Скорости $v = 235$ *км/час*, соответствующей точке K, автомобиль достигает уже не за 12, а за 11 сек. на расстоянии немного меньшем, чем 400 *м*. Ускорение на финише около 2,5 *м/сек²* вместо 1,5 *м/сек²*. Дальнейшего улучшения рекорда на 1 *км* с места можно добиться применением привода на четыре колеса. Пример приближенного расчета времени на 1 *км* с места для подобного автомобиля приведен на фиг. 141, причем по всем остальным элементам характеристики он вполне аналогичен предыдущему обтекаемому автомобилю. Здесь наиболее характерно сокращение диапазона предельных ускорений до $v = 162$ *км/час* и резкое увеличение предельного ускорения в этом диапазоне. Первые 5 сек. автомобиль движется с ускорением, близким к ускорению свободно падающего тела,



Фиг. 141. Определение времени прохождения 1 *км* с места обтекаемым гоночным автомобилем с четырьмя ведущими колесами.

и проходит за это время около 120 *м*. Максимальная скорость не зависит от способа привода и потому остается равной $v_{max} = 440$ *км/час*. Скорость в конце мерной дистанции увеличивается до 345 *км/час* против 335 *км/час* у автомобиля с двумя ведущими колесами. Средняя скорость равна 212 *км/час*, а время на километр с места $t \approx 17$ сек., т. е. получается дальнейшее улучшение рекорда на 1,5 сек. В конце дистанции автомобиль еще сохраняет большое ускорение — примерно 2,5 *м/сек*^{2}.



Фиг. 142. Определение времени прохождения 1 *км* с места идеальным гоночным автомобилем.

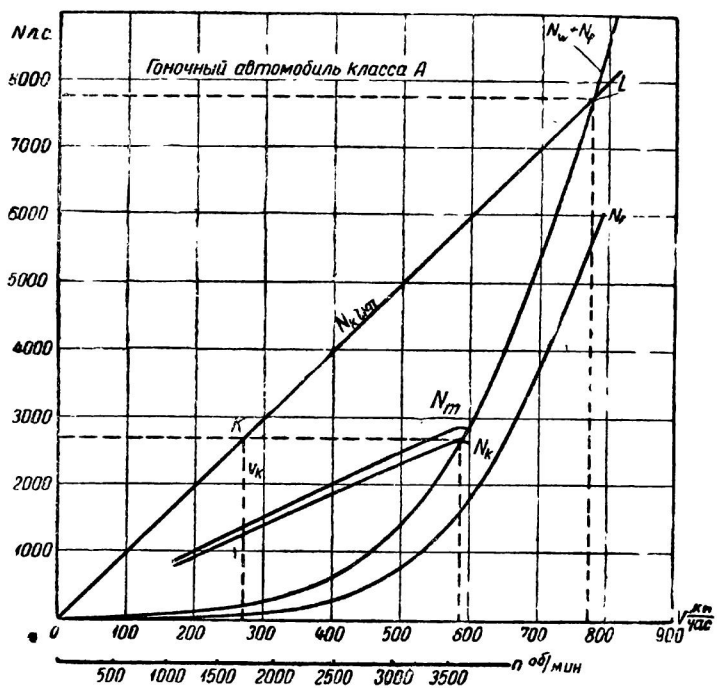
В приведенных примерах вес различных автомобилей был принят одинаковым. Между тем применение четырехколесного привода и обтекаемого кузова неизбежно ведет к увеличению веса. Ухудшение динамических качеств вследствие возрастания веса может свести на-нет незначительные преимущества четырехколесного привода и обтекаемого кузова в условиях гонки на 1 *км* с места. Поэтому технические эксперты некоторых фирм считают лучшим вариантом конструкции для достижения рекордных результатов в километровке с места автомобили типа Grand Prix с приводом на задние колеса и кузовом полуобтекаемой формы.

Наиболее близко к физическому пределу рекорда скорости на 1 *км* с места подходит рассмотренный нами выше условный идеальный гоночный автомобиль. Как и прежде, его характеристика состоит из следующих данных: привод на четыре колеса; вес в рабочем состоянии $G = 1000$ *кг*; коэфициент сопротивления воздуха $k = 0{,}04$; лобовая площадь $F = 1{,}5$ *м*^{2}; давление в шинах $p = 8{,}5$ *кг/см*^{2}; мощность не

ограничена. Приближенный расчет времени на 1 *км* с места для идеального гоночного автомобиля показан на фиг. 142. На всей дистанции выдерживается предельное ускорение, зависящее только от сцепления ведущих колес с дорогой. Обладая минимальным сопротивлением, идеальный гоночный автомобиль развивает предельную скорость $v_{lim} = 815$ *км/час*, а в конце мерного километра уже достигает скорости 450 *км/час*. Ускорение на финише сохраняет еще очень высокое значение, приблизительно 7 *м/сек*^{2}. Время, затрачиваемое на всю дистанцию, составляет $\sim 15{,}5$ сек., а средняя скорость 232 *км/час* — на 6 *км/час* ниже физического предела рекорда для автомобиля с четырьмя ведущими колесами (238 *км/час*).

8. СРАВНЕНИЕ ДИНАМИКИ ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ ИНТЕРНАЦИОНАЛЬНЫХ КЛАССОВ

Автомобили с двигателями различного литража обладают разным отношением веса к мощности и разным запасом силы тяги на тонну веса или динамическим факторам, согласно определению акад. Е. А. Чудакова. Соответственно и динами-



Фиг. 143. Рабочий баланс гоночного автомобиля класса А.

ческие качества автомобилей различных интернациональных классов существенно отличаются друг от друга. Наиболее высокие динамические качества в смысле максимальной скорости и в смысле приемистости имеют автомобили с двигателями большого литража в классах А и В.

Для получения сравнительных данных на фиг. 143—147 представлены рабочие балансы пяти гоночных автомобилей наиболее употребительных интернациональных классов. В качестве исходного материала для построения кривых послужили характеристики некоторых известных, хорошо зарекомендовавших себя гоночных автомобилей.

1. На фиг. 143 показан рабочий баланс гоночного автомобиля класса А (свыше 8 *л*). За основу приняты параметры держателя абсолютного рекорда скорости двухмоторного автомобиля Непир-Рельтон:

Привод на четыре колеса.

Общий литраж двигателей $2 \times 24 = 48$ *л*.

Общая мощность двигателей $2 \times 1450 = 2900$ *л.с.*

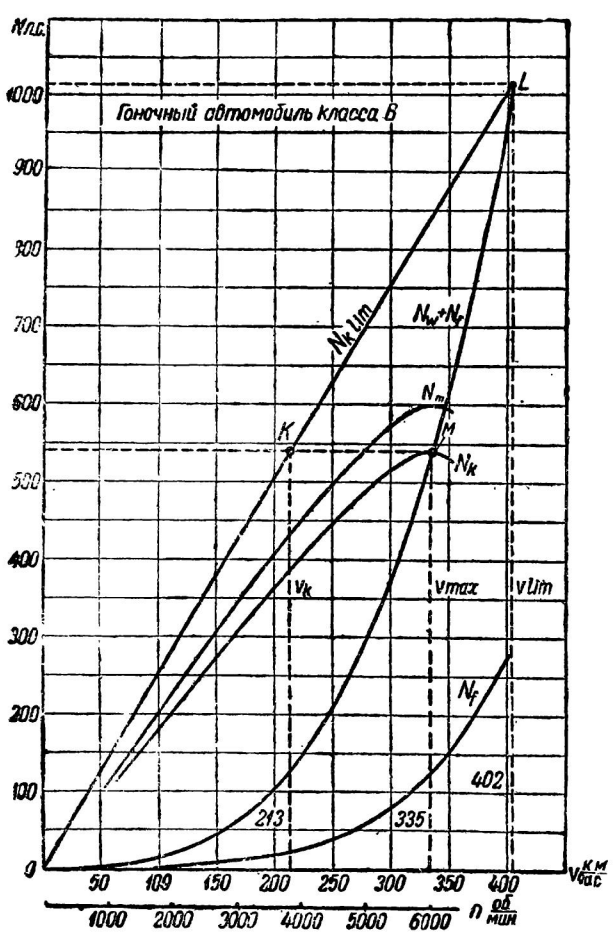
Число оборотов в мин. $n = 3600$.

Полный вес $G = 3000$ *кг*.

Фактор сопротивления воздуха $kF = 0{,}14$ (закрытые колеса, весьма совершенная обтекаемая форма).

Давление в шинах $p = 7$ *кг/см²*.

2. Фиг. 144 изображает рабочий баланс автомобиля класса B (5 — 8 *л*). К этому классу относятся дорожно-гоночные автомобили типа Grand Prix, построенные в соответствии с требованиями гоночной формулы 1934 — 1937 гг. Из всех когда-либо действовавших в автомобильном спорте технических регламентов гоночная формула 1934—1937 гг. породила самые мощные и быстроходные гоночные автомобили. Для построения кривых нами принята характеристика, аналогичная основным данным автомобилей Grand Prix Мерседес-Бенц, занявших первое место в первенстве Европы 1935 и 1937 гг., и автомобилей Grand Prix Ауто Унион, получивших первенство Европы в 1936 г.



Фиг. 144. Рабочий баланс гоночного автомобиля класса B.

Привод на задние колеса.

Литраж двигателя $V_h = 6$ *л*.

Мощность двигателя $N_m = 600$ *л. с.*

Число оборотов в мин. $n = 6000$.

Полный вес $G = 1100$ *кг* (со средним запасом топлива).

Фактор сопротивления воздуха $kF = 0{,}31$ (открытые колеса, ложнообтекаемая форма).

Давление в шинах $p = 4{,}2$ *кг/см²*.

3. На фиг. 145 изображен рабочий баланс гоночного автомобиля класса D (2 — 3 *л*). В этот класс входят дорожно-гоночные автомобили типа Grand Prix периода действия последней гоночной формулы 1938—1939 гг. Они также отличаются весьма высокими динамическими качествами, мало уступая своим более мощным предшественникам, особенно в отношении максимальной скорости. Для характеристики, положенной в основу рабочего баланса, взяты данные гоночных автомобилей Мерседес Бенц, показавших лучший результат в первенстве Европы 1938 и 1939 гг. Примерно такую же характеристику имел и их главный конкурент, автомобиль Ауто Унион, хотя на протяжении последних шести лет перед второй мировой войной последний считался немного менее быстроходным, чем автомобиль Мерседес-Бенц, но зато более безотказным в действии.

Привод на задние колеса.

Литраж двигателя $V_h = 3$ *л*.

Мощность двигателя $N_m = 425$ *л. с.*

Число оборотов в мин. $n = 7500$.

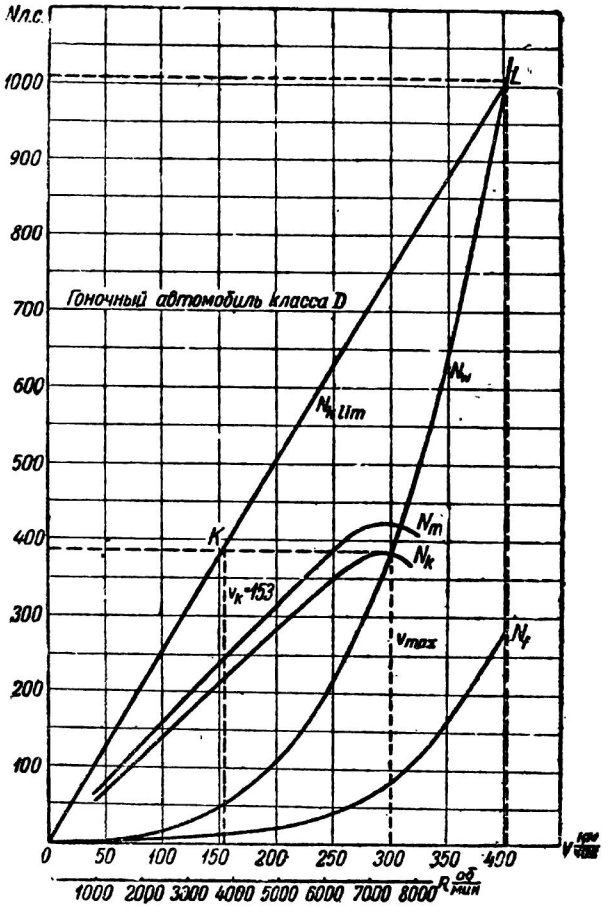
Полный вес $G = 1100$ *кг* (со средним запасом топлива).

Фактор сопротивления воздуха $kF = 0{,}31$ (открытые колеса, ложнообтекаемая форма).

Давление в шинах $p = 4{,}2$ *кг/см²*.

Вес автомобилей типа Grand Prix классов B и D принят одинаковым. Это объясняется тем, что гоночная формула 1934—1937 гг. не ограничивала литраж и ограничивала максимум веса, в то время как формула 1938—1939 гг. ограничила литраж двигателей с наддувом 3 *л* и лимитировала минимум веса. Аэродинамическое сопротивление автомобилей классов B и D также совпадает. Основное различие между ними заключается только в мощности двигателя.

4. Фиг. 146 показывает рабочий баланс дорожно-гоночного автомобиля класса F (1,1—1,5 *л*). Начиная с 1926 г., когда рабочий объем в 1,5 *л* был принят для автомобилей Grand Prix, гонки в этой категории почти не прекращались. В результате полуторалитровые автомобили достигли высокой степени совершенства, особенно в части форсирования двигателей. В последние годы, предшествовавшие второй мировой войне, класс F получил особое развитие в Англии и Италии. Наиболее яркими представителями класса F можно считать автомобили: восьмицилиндровый Мерседес-Бенц и шестицилиндровый ERA. Первый из них в 1939 г. показал наивысшую среднюю скорость в гонках на Большой приз Триполи — 197,79 *км/час* с участием многочисленных конкурентов; полуторалитровый автомобиль ERA перед войной заканчивал предварительные испытания. Вышеупомянутые два автомобиля и приняты нами в качестве типичного образца класса F:



Фиг. 145. Рабочий баланс гоночного автомобиля класса D.

Привод на задние колеса.

Литраж двигателя $V_h = 1{,}5$ *л*.

Мощность двигателя $N_m = 240$ *л. с.*

Число оборотов в мин. $n = 7800$.

Полный вес $G = 750$ *кг*.

Фактор сопротивления воздуха $kF = 0{,}28$ (открытые колеса, ложнообтекаемая форма).

Давление в шинах $p = 4{,}2$ *кг/см²*.

На фиг. 147 представлен рабочий баланс гоночного автомобиля класса H (0,5—0,75 *л*). В последнее время автомобили этого класса также получили широкое распространение, преимущественно в Англии, где им уделяли большое внимание автомобильные фирмы Остин и MG. Почти все интернациональные рекорды класса H принадлежат фирмам Остин и MG. Оба автомобиля отличаются весьма высоким форсированием двигателей. Не только в рекордных заездах, но и в трековых и дорожных гонках они не имеют себе равных. В качестве образца для построения

рабочего баланса нами принят четырехцилиндровый автомобиль Остин со следующей характеристикой.

Привод на задние колеса.

Литраж двигателя $V_h = 0{,}75$ *л*.

Мощность двигателя $N_m = 115$ *л. с.*

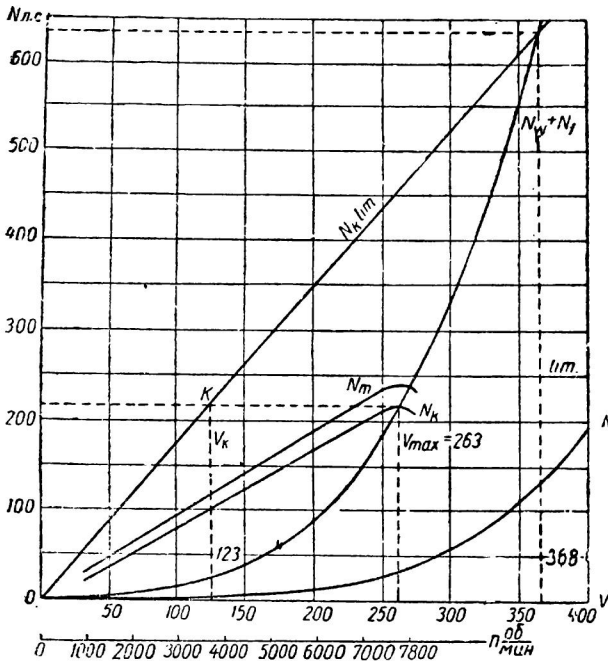
Число оборотов в мин. $n = 7600$.

Полный вес $G = 500$ *кг*.

Фактор сопротивления воздуха $kF = 0{,}25$ (открытые колеса, ложнообтекаемая форма).

Давление в шинах $p = 4{,}2$ *кг/см*^{2}.

Механический к. п. д. трансмиссии принят для класса А равным 0,93, а для остальных $\eta_m = 0{,}9$. Способ построения всех пяти графиков одинаков. Кривая N_m представляет собой внешнюю характеристику двигателя, а кривая $N_k = N_m\eta_m$ — мощность, отнесенную к ведущим колесам автомобиля. Кривая N_f дает затрату мощности на преодоление силы сопротивления качению; кривая $N_w + N_f$ — суммарную мощность для преодоления сил сопротивления качению и сопротивления воздуха.



Фиг. 146. Рабочий баланс гоночного автомобиля класса F.

Кроме того, из начала координат проведена прямая $N_{k\,\text{lim}}$, которая соответствует изменению предельной мощности, передаваемой колесами по условию использования предельной силы сцепления $P_{k\,\max} = m_2\frac{a}{L}G\varphi$ или $P_{k\,\max} = \varphi G$ для автомобиля класса А, имеющего четыре ведущих колеса. На каждом графике три точки представляют особый интерес. Точка пересечения вершины характеристики N_k с кривой суммарной мощности сопротивлений определяет максимальную скорость автомобиля $v_{\max}$ на горизонтальном пути. Точка K пересечения прямой $N_{k\,\text{lim}}$ с горизонталью, проведенной из точки перегиба характеристики N_k, определяет ту скорость v_k, до которой у двигателя хватает мощности, чтобы развивать на ведущих колесах предельное тяговое усилие $P_{k\,\max}$. Точка L пересечения прямой $N_{k\,\text{lim}}$ с кривой суммарной мощности сопротивлений $N_w + N_f$ позволяет найти предельную скорость автомобиля v_{lim} по условию использования предельной силы сцепления, а также дает возможность определить предельную полезную мощность автомобиля. Например, для гоночного автомобиля класса В интервал между максимальной и предельной скоростями не очень велик. Скорость v_k составляет 214 *км/час*, максимальная скорость $v_{\max} = 335$ *км/час*, а предельная скорость $v_{\text{lim}} = 402$ *км/час* (фиг. 144). Чтобы достичь предельной скорости, потребовалась бы мощность на ведущих колесах ~ 1015 *л. с.* или эффективная мощность двигателя $\frac{1015}{0{,}9} = 1130$ *л. с.* Если сохранить литраж без изменения, то пришлось бы увеличить литровую мощность до $\frac{1130}{6} = 188$ *л. с./л*. Такая литровая мощность уже была реализована на малолитражных двигателях и несомненно станет со временем возможной и для шестилитровых двигателей. Тогда будет достигнута предельная скорость и возможность увеличения быстроходности автомобиля посредством форсирования двигателя

окажется исчерпанной; дальнейшего увеличения скорости пришлось бы добиваться путем снижения сопротивлений движению.

В табл. 50 отражены некоторые динамические качества гоночных автомобилей, полученные на основании графиков фиг. 143—147.

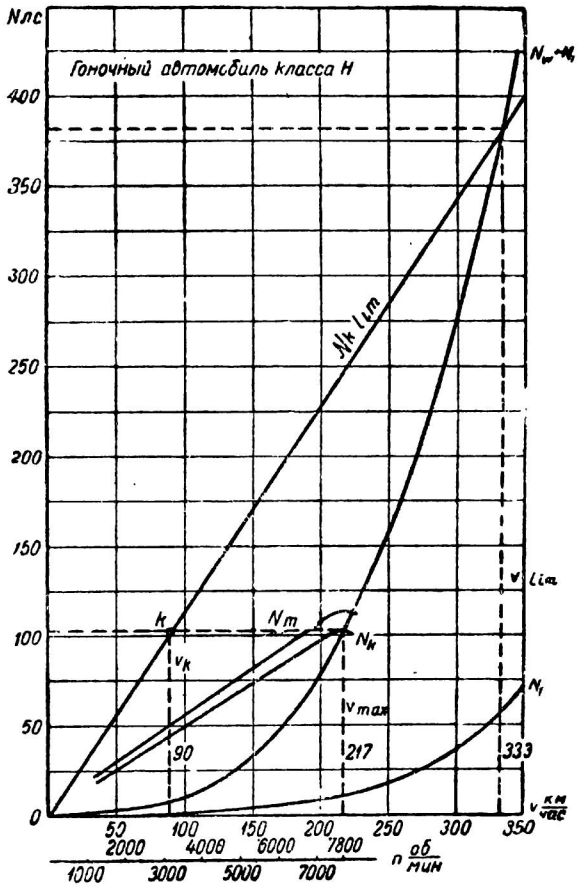
Те же графики могут быть использованы для сравнения приемистости автомобилей различных классов по величине развиваемого на прямой передаче ускорения. С этой целью достаточно выяснить избыточную мощность двигателя на разных скоростях как разность ординат N_k и соответствующих ординат $N_w + N$

$$N_{из} = N_k - (N_w + N_f).$$

Избыточная мощность $N_{из}$ затрачивается на сообщение массе автомобиля ускорения в его поступательном движении и на разгон его вращающихся частей. Влияние последних учитываем условным увеличением поступательно движущейся массы, вводя коэфициент $\delta = 1{,}04$. Тогда можем определить максимальное ускорение автомобиля на всем диапазоне скоростей при работе автомобиля на прямой передаче из выражения:

$$j_{max} = \frac{N_{из} 75 \cdot g}{G \delta \cdot v} = 705 \frac{N_{из}}{Gv}. \qquad (41)$$

По формуле (41) построены кривые ускорения на прямой передаче для пяти рассмотренных автомобилей (фиг. 148). Наибольшим ускорением, как показывает график, обладает автомобиль класса B; у остальных типов дорожно-гоночных автомобилей динамический фактор и, следовательно, ускорение убывает по мере перехода к классам с малым литражем. Например, при скорости 200 *км/час* автомобиль класса A развивает на прямой передаче ускорение 3,4 *м/сек²*, класса B — 3 *м/сек²*, класса D — 2 *м/сек²*, класса F — 1,3 *м/сек²* и класса H только 0,3 *м/сек²*.



Фиг. 147. Рабочий баланс гоночного автомобиля класса H.

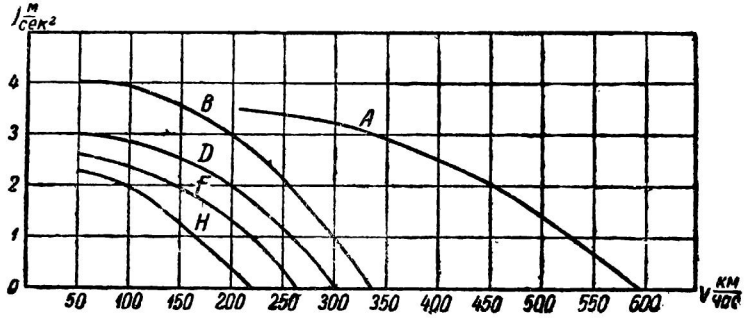
Следует отметить, что некоторые максимальные скорости, полученные из рабочих балансов, не совсем совпадают с практическими результатами и завышены на 3—5% по сравнению с фактически замеренными скоростями. Такое расхождение объясняется наряду с неточностями расчета еще и неизбежной пробуксовкой ведущих колес. Это явление почти всегда подтверждается сопоставлением показаний тахометров или спидометров со скоростью, вычисленной по засечке секундомером. Пробуксовка является следствием динамического взаимодействия между колесом и дорогой, т. е. резким колебанием величины реакции, перпендикулярной к плоскости дороги. В момент уменьшения реакции и отрыва колеса от дороги сила тяги может снижаться, вследствие чего уменьшается и скорость автомобиля. Снижение силы тяги во время пробуксовки ведущих колес обусловлено меньшим значением коэфициента трения движения по сравнению с таковым для трения покоя.

Таблица 50

Динамические качества гоночных автомобилей

Класс	Раб. объем в *л*	$v_к$ в *км/час*	Максимальная скорость в *км/час*	Предельная скорость в *км/час*
A	48	270	595	775
B	6	214	335	402
D	3	153	300	402
F	1,5	123	263	368
H	0,75	90	217	333

Движение на высокой скорости с полным использованием силы сцепления нельзя считать устойчивым процессом, так как колебания величины реакции должны сопровождаться резкими изменениями силы тяги и угловой скорости вращения ведущих колес. Если к тому же двигатель имеет большой избыток мощности, то непрерывное буксование, во-первых, не обеспечивает предельной силы тяги и, во-вторых, ведет к чрезвычайно быстрому износу шин. Помимо того, при буксовании колес автомобиль теряет поперечную устойчивость. Чем больше передаваемое ведущим колесом тяговое усилие, тем меньше способность этого колеса противодействовать боковому смещению. Теоретически при использовании предельного тяго-



Фиг. 148. График ускорений гоночных автомобилей на прямой передаче.

вого усилия достаточно бесконечно малой боковой силы, чтобы вызвать скольжение колеса в сторону. В практике эксплоатации легких и мощных автомобилей типа Grand Prix 1934—1937 гг. была неоднократно отмечена их чувствительность к боковым воздействиям во время движения с максимальной скоростью; особенно неприятный и даже опасный эффект имели порывы бокового ветра при установке обтекаемых кузовов с большой боковой поверхностью.

Таким образом, работа автомобиля на высокой скорости с полным использованием силы сцепления по сути дела не является реальной возможностью, а должна рассматриваться как предел интенсивности рабочего процесса автомобиля. Насколько близко можно подойти к этому пределу, покажет дальнейшее развитие автомобильной техники. Большая часть цифрового материала настоящей главы, характеризующего скорость и приемистость автомобилей, получена на основе ряда упрощений и предположительных данных и частично графическим или графоаналитическим путем; такой материал не претендует на точность, а имеет ориентировочный смысл.

9. ДИНАМИКА ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Приемистость автомобиля в значительной степени зависит от числа ступеней коробки передач и от правильности подбора передаточных отношений. Ниже рассматриваются динамические качества пяти гоночных автомобилей интернациональных классов A, B, D, F и H с такими же основными данными, какие были при-

няты в предыдущем разделе. Как известно, увеличение числа ступеней способствует лучшему использованию мощности двигателя. Из этих соображений на гоночных автомобилях обычно устанавливают четырехступенчатые и нередко пятиступенчатые коробки передач. В рассматриваемых примерах предполагается установка четырехступенчатых коробок передач, хотя для автомобилей класса А часто ограничиваются тремя ступенями, так как эти автомобили предназначаются только для достижения максимальной скорости. Передаточное отношение на прямой передаче определялось из выражения:

$$i_0 = \frac{2\pi r_k n}{60 \cdot v_{max}} 3{,}6.$$

Радиус колеса r_k принят для автомобилей классов A, B, D, F и H равным соответственно 0,56, 0,48, 0,48, 0,38 и 0,35 *м*. Передаточное отношение на первой передаче получено на основании уравнения, связывающего максимальное окружное усилие на ведущих колесах с максимальной силой сцепления

$$\frac{M_m i_0 i_1 \eta_m}{r_k} = m_2 G \frac{a}{L} \varphi,$$

откуда

$$i_1 = \frac{m_2 G \frac{a}{L} \varphi r_k}{M_m i_0 \eta_m}. \qquad (42)$$

Автомобили классов B, D, F и H имеют привод только на задние колеса; для них коэфициент изменения реакции $m_2 = 1{,}15$, а к. п. д. трансмиссии $\eta_m = 0{,}9$. Для автомобиля класса А с четырьмя ведущими колесами потери в трансмиссии оцениваются коэфициентом $\eta_m = 0{,}93$ [1], а передаточное отношение получается из выражения

$$i_1 = \frac{G \varphi r_k}{M_m i_0 \eta_m}.$$

Промежуточные передаточные отношения на второй и третьей передачах i_2 и i_3 получаем обычным путем, соблюдая между смежными передачами соотношение геометрической прогрессии.

Тогда

$$i_2 = \sqrt[3]{i_1^2} \qquad i_3 = \sqrt[3]{i_1}.$$

Кроме того, определяем коэфициент влияния вращающихся масс δ из выражения

$$\delta_k = 1 + 0{,}04 i_k^2.$$

Конкретные значения всех перечисленных факторов сведены в таблицу 51.

Таблица 51

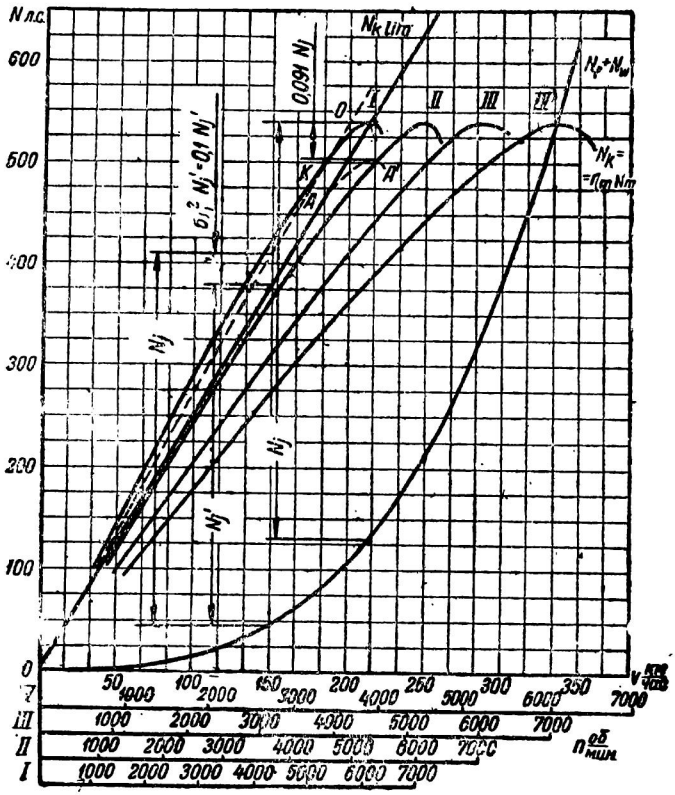
Сводная таблица динамических качеств пяти гоночных автомобилей

Класс	i_0	i_1	δ_1	i_2	δ_2	i_3	δ_3	i_4	δ_4
A	1,28	2,2	1,19	1,69	1,11	1,3	1,07	1	1,04
B	3,24	1,57	1,1	1,35	1,07	1,16	1,05	1	1,04
D	4,50	2,0	1,16	1,59	1,1	1,26	1,06	1	1,04
F	4,25	2,34	1,22	1,76	1,12	1,33	1,07	1	1,04
H	4,6	2,7	1,29	1,94	1,15	1,39	1,08	1	1,04

На фиг. 149 представлен рабочий баланс гоночного автомобиля класса B при движении на различных передачах. На этом графике кривые *I*, *II*, *III* и *IV* дают зависимость располагаемой мощности на ведущих колесах $N_k = N_m \eta_m$ от скорости движения автомобиля при включении соответствующей передачи. Масштаб скоростей для

[1] Несмотря на большую сложность механизма трансмиссии при четырех ведущих колесах у больших рекордных автомобилей, к. п. д. трансмиссии принят более высоким вследствие особой тщательности изготовления и подгонки деталей.

всех четырех кривых одинаковый, а для числа оборотов двигателя каждая кривая имеет свой масштаб, нанесенный под осью абсцисс. Кривая $N_f + N_w$ дает сумму мощностей, затрачиваемых на преодоление сил сопротивления качению и сопротивления воздуха. Прямая $N_{k\,\mathrm{lim}}$, проведенная из начала координат, представляет собой предельную мощность, которая может быть передана ведущими колесами по условию полного использования силы сцепления. Если взять на любой скорости ординату, заключенную между кривой $N_f + N_w$ и кривыми *I*, *II*, *III* и *IV*, то получим запас



Фиг. 149. Рабочий баланс гоночного автомобиля класса В при движении на различных передачах

мощности на данной скорости при включении различных передач. Запас мощности $N_{из}$ используется на горизонтальной дороге для разгона, т. е. $N_{из} = N_j$. На приведенном графике видно, что кривая *I* первой передачи расположена левее прямой $N_{k\,\mathrm{lim}}$; ее точка перегиба лежит на прямой предельной мощности $N_{k\,\mathrm{lim}}$. Однако это еще не значит, что часть мощности N_k выше $N_{k\,\mathrm{lim}}$ не может быть использована. Сила сопротивления инерции P_j выражается формулой

$$P_j = \delta \frac{G}{g} j.$$

Подставляя вместо δ его значение $1 + \sigma i_k^2$, получаем

$$P_j = \frac{G}{g} j + \sigma i_k^2 \frac{G}{g} j.$$

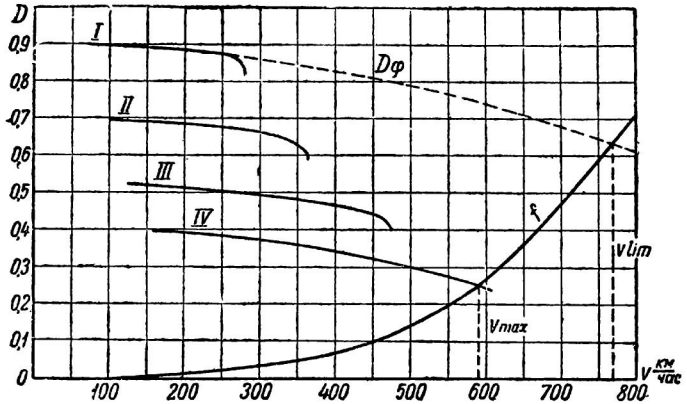
Здесь первый член правой части уравнения представляет собой силу инерции автомобиля в его поступательном движении, а второй член силу инерции вращающихся частей. Аналогичным образом можно представить полную мощность, затрачиваемую на разгон автомобиля, в виде суммы двух мощностей: мощности на ускорение в поступательном движении и мощности для преодоления инерции вращающихся частей:

$$N_j = \frac{G}{g} j \frac{v}{75} + \sigma i_k^2 \frac{G}{g} j \frac{v}{75}.$$

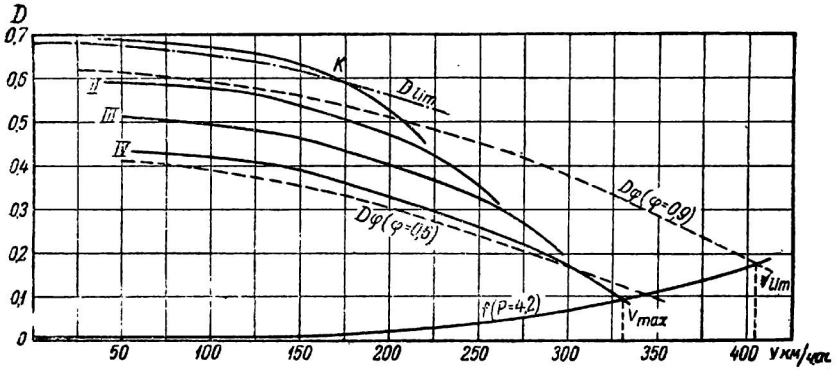
Обозначим мощность, затрачиваемую на ускорение в поступательном движении, знаком N_j' и введем вместо σi_k^2 его значение 0,1 согласно вышеприведенной таблице. Тогда

$$N_j = N_j' + 0{,}1\, N_j',$$

как уже упоминалось, между двумя слагаемыми мощности сопротивления инерции автомобиля принципиальная разница состоит в том, что сила инерции в поступательном движении является внешней силой и преодолевается за счет силы сцепления ведущих колес с дорогой, в то время как сила инерции вращающихся частей



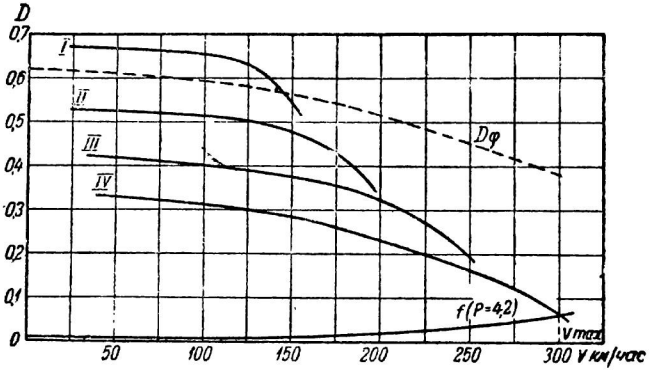
Фиг. 150. Динамическая характеристика гоночного автомобиля класса А.



Фиг. 151. Динамическая характеристика гоночного автомобиля класса В.

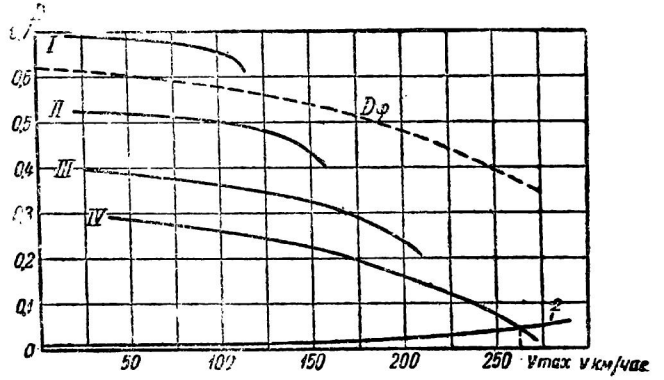
(за исключением не ведущих колес) является внутренней силой и потому не зависит от условий сцепления ведущих колес. На этом основании мощность N_{klim}, определяемая в зависимости от максимальной силы сцепления P_{kmax}, ограничивает только первое слагаемое полной мощности сопротивления инерции, а часть мощности N_k, расположенная выше прямой N_{klim}, может быть использована для ускорения вращающихся частей. На графике фиг. 149 мощность N_j' представляет собой разность $N_{klim} - (N_f + N_w)$. Чтобы получить полную используемую на первой передаче мощность, нужно к каждой ординате N_{klim}, начиная от минимального устойчивого числа оборотов двигателя, принято равным $n = 1000$ об/мин, прибавлять отрезок $0{,}1\ N_j'$. До точки K сумма $N_{klim} + 0{,}1\ N_j'$ меньше, чем N_k, и можно провести пунктирную линию, ограничивающую возможный предел полезной мощности. От точки K вправо мощность N_k недостаточна для полного использования силы сцепления ведущих колес. Если, начиная от точки K, откладывать вниз от кривой N_k отрезки, равные $\frac{1}{11} N_j$, где $N_j = N_k - (N_f + N_w)$, то получим кривую AA', которая составляет продолжение прямой N_{klim} и ограничивает часть мощности, расходуемую на

ускорение в поступательном движении автомобиля. Небольшая доля мощности N_k на первой передаче выше пунктирной линии не может быть использована для увеличения ускорения. Для того чтобы получить некоторый запас мощности сверх прямой $N_{k\lim}$, при определении передаточного числа на первой передаче i_1 был взят не максимальный крутящий момент двигателя, а момент при максимальном числе



Фиг. 152. Динамическая характеристика гоночного автомобиля класса D.

оборотов. За счет этого кривая N_k несколько сместилась влево. Если взять максимальный крутящий момент, то кривая N_k первой передачи оказалась бы касательной к прямой $N_{k\lim}$ и потому было бы невозможно использовать максимальную силу сцепления ведущих колес, хотя бы на небольшом интервале скоростей. Запас мощности выше прямой $N_{k\lim}$ зависит от выпуклости характеристики двигателя. У гоночных двигателей характеристика обычно имеет весьма незначительную выпуклость и во всяком случае меньшую, чем получается при построении характеристики по распространенным эмпирическим формулам для транспортных двигателей.



Фиг. 153. Динамическая характеристика гоночного автомобиля класса F.

Чем больше форсирование двигателя, тем обычно ближе к прямой его характеристика. В некоторых случаях у гоночных двигателей без наддува характеристики имели на средних режимах даже вогнутую форму. Когда характеристика имеет очень небольшую кривизну, максимальный крутящий момент почти равен крутящему моменту на максимальном числе оборотов. Именно такие характеристики приняты для более форсированных двигателей классов F и H и для гоночного авиационного двигателя автомобиля класса A. Чтобы и в этом случае получить запас мощности сверх прямой $N_{k\lim}$, передаточное число i_1 автомобилей классов F и H рассчитываем, исходя из крутящего момента, равного 0,9 M_{max}. Для автомобиля класса A, несмотря на прямую характеристику, передаточное число i_1 определено по крутящему моменту $M = M_{max}$, так как к этому классу автомобилей не предъявляют предельных требований в части приемистости. Характеристики двигателей B и D взяты с кривизной,

соответствующей коэфициенту приспособляемости $\frac{M_{max}}{M} \approx 1{,}1$, а i_1 вычислено по M при максимальном числе оборотов.

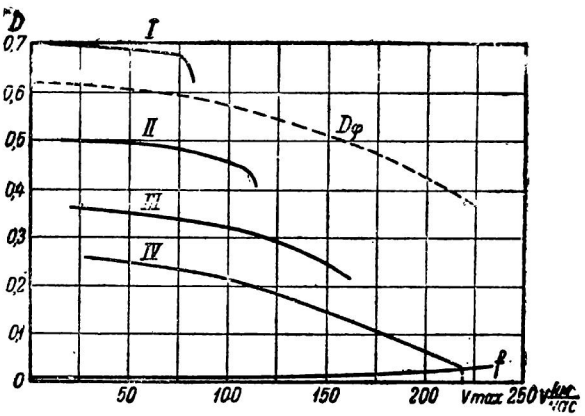
Принятое для графика фиг. 149 значение i_1 обеспечивает движение с предельным ускорением j_{lim} до скорости около 180 *км/час*. Можно было бы добиться некоторого увеличения этой скорости соответствующим увеличением передаточного отношения i_1. Если продлить пунктирную линию, ограничивающую предел полезной мощности, дальше точки K, добавляя к ординатам прямой N_{klim} отрезки, равные $0{,}1\ N_j'$, то получим точку пересечения 0 пунктирной линии с горизонталью $N_k = 540$ *л. с.* Для того чтобы реализовать предельное ускорение на наибольшем интервале скоростей, пришлось бы переместить кривую I влево до совпадения ее точки перегиба с точкой 0, т. е. увеличить передаточное отношение i_1. Тогда интересующая нас скорость повысилась бы до ~ 200 *км/час*; одновременно увеличился бы неиспользуемый запас мощности выше пунктирной линии и автомобиль обнаружил бы увеличенную склонность к буксованию.

В настоящее время сравнительная оценка динамических качеств различных типов автомобилей производится с помощью так называемого первого графика акад. Е. А. Чудакова — динамической характеристики. Под динамической характеристикой подразумевается зависимость удельного тягового усилия за вычетом силы сопротивления воздуха от скорости автомобиля. Тяговое усилие, уменьшенное на величину сопротивления воздуха и отнесенное к единице веса, называется динамическим фактором и обозначается знаком D. Следовательно, при движении автомобиля по горизонтальной дороге

$$D = \frac{P_k - kpFv^2}{G} = \frac{fG + \frac{\delta G}{g} j}{G}$$

или

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = f + \frac{\delta}{g} j. \qquad (43)$$



Фиг. 154. Динамическая характеристика гоночного автомобиля класса Н.

Для построения динамической характеристики $D = f(v)$ вычисляют P_w по заданной форме автомобиля и P_k на разных передачах по заданной внешней характеристике двигателя с учетом механических потерь в трансмиссии, оцениваемых коэфициентом η_m. Динамические характеристики рассматриваемых пяти автомобилей показаны на фиг. 150, 151, 152, 153 и 154. Максимальная скорость автомобиля может быть найдена по точке пересечения динамической характеристики последней передачи с линией, представляющей коэфициент сопротивления качению как функцию скорости, так как $j = 0$ и $D = f$. Эта линия нанесена на всех пяти графиках. Пользование динамической характеристикой гоночного автомобиля несколько сложнее вследствие того, что приходится строить кривые f вместо того, чтобы проводить прямые, параллельные оси абсцисс, как это делается, когда коэфициент сопротивления качению принимается постоянным, не зависящим от скорости. С точки зрения полного использования силы сцепления ведущих колес представляет интерес максимальное значение динамического фактора D_φ. Подставим в выражение (43) максимальное значение тягового усилия

$$P_{k\,max} = m_2 G \frac{a}{L} \varphi.$$

Тогда получим

$$D_\varphi = \frac{m_2 G \frac{a}{L} \varphi - kpFv^2}{G} = m_2 \varphi \frac{a}{L} - \frac{kpFv^2}{G}.$$

При четырех ведущих колесах $P_{k\max} = \varphi G$ и выражение для D_φ приобретает следующий вид:

$$D_\varphi = \varphi - \frac{k\rho F v^2}{G}.$$

Максимальные значения динамического фактора D_φ показаны на графиках динамической характеристики пунктирными линиями. Коэфициент сцепления принят равным 0,9. На графике для автомобиля класса А кривая D_φ доведена до пересечения с линией f. Точка пересечения определяет предельную скорость $v_{\lim}$, при которой $P_{k\max} = P_f + P_w$. Динамическая характеристика на первой передаче может превышать линию D_φ, что подтверждается следующими соображениями. Подставим в выражение (43) динамического фактора

$$\delta = 1 + \sigma i_k^2.$$

$$D = f + \frac{j}{g} + \sigma i_k^2 \frac{j}{g}.$$

Полученное уравнение показывает, как распределяется динамический фактор при движении автомобиля по горизонтальному пути. Первый член дает долю динамического фактора, затрачиваемую на преодоление сопротивления качению, второй член — часть динамического фактора, необходимую для ускорения автомобиля в поступательном движении; третий член — часть динамического фактора, затрачиваемую на разгон вращающихся частей. Два первых слагаемых создаются только при наличии тягового усилия на ведущих колесах, не превышающего максимальную силу сцепления $P_{k\max}$; для третьего слагаемого достаточно иметь избыточный крутящий момент двигателя. Так как максимальное значение динамического фактора D_φ определяется по максимальной силе сцепления, то очевидно, что предельное значение динамического фактора будет больше на величину $\sigma i_k^2 \frac{j}{g}$. Если весь избыток динамического фактора $D_\varphi - f$ затрачивается на ускорение автомобиля в поступательном движении, то полученное ускорение будет согласно ранее принятой терминологии предельным ускорением $j_{\lim}$, а предельное значение динамического фактора $D_{\lim}$ при отсутствии буксования может быть представлено уравнением:

$$D_{\lim} = f + \frac{j_{\lim}}{g} + \sigma i_k^2 \frac{j_{\lim}}{g}.$$

На графике динамической характеристики автомобиля класса В проведена линия $D_{\lim}$, полученная добавлением к ординатам линии D_φ отрезков, равных

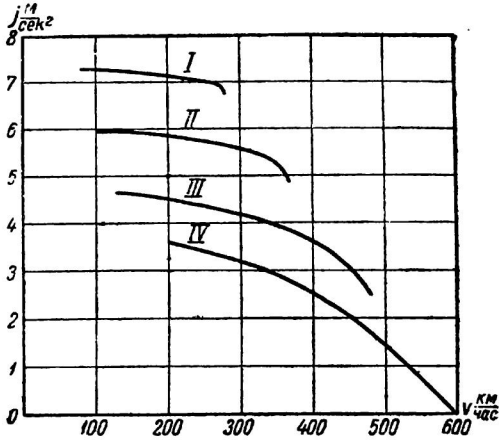
$$\sigma i_k^2 \frac{j_{\lim}}{g} = \sigma i_k^2 (D_\varphi - f) = 0{,}1\,(D_\varphi - f).$$

Левая часть динамической характеристики I на первой передаче расположена выше линии $D_{\lim}$. Отрезки ординат между линией $D_{\lim}$ и линией I представляют собой неиспользуемую часть динамического фактора. Эта часть динамической характеристики I соответствует участку характеристики I на графике рабочего баланса фиг. 149, где имеется неиспользуемая мощность. До скорости, определяемой на графике точкой K, автомобиль движется с предельным ускорением. При дальнейшем увеличении скорости ускорение зависит только от мощности двигателя. Для полного использования силы сцепления динамическая характеристика первой передачи должна по возможности совпадать с линией $D_{\lim}$. Это достигается соответствующим подбором передаточного числа i_1 с тем, чтобы получить избыток мощности на колесах N_k по сравнению с предельной мощностью $N_{k\lim}$. Как было отмечено выше, избыток мощности можно создать, если при вычислении i_1 принять крутящий момент двигателя уменьшенным с помощью некоторого коэфициента. Величина коэфициента зависит от формы характеристики двигателя, с одной стороны, и от степени влияния вращающихся деталей, оцениваемой коэфициентом δ. Подбором передаточного отношения i_1 можно добиться получения предельного ускорения $j_{\lim}$ у всех классов гоночных автомобилей. Разница будет состоять в том, что у автомобилей более мощных классов интервал скоростей, на котором достигается предельное ускорение $j_{\lim}$, получится длиннее.

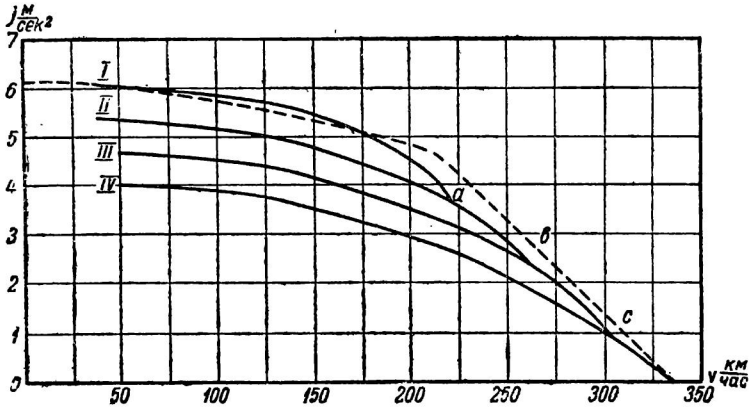
По динамическим характеристикам находим ускорения на разных передачах, пользуясь выражением

$$j = \frac{D - f}{\delta} g.$$

На фиг. 155, 156, 157, 158 и 159 даны графики ускорения гоночных автомобилей пяти интернациональных классов. Они построены на основании предыдущих динамических характеристик. Наибольший интерес представляет график ускорения гоночного автомобиля класса В (фиг. 156), обладающего на практике самыми высокими акселеративными качествами. Автомобили этого класса имеют длинный интервал скоростей, на котором можно получить предельное ускорение $j_{\text{пр}}$, и развивают очень высокие ускорения на четвертой передаче — до 4 $м/сек^2$. Точки пересечения смежных кривых ускорения a, b и c определяют наивыгоднейший момент переключения передач. Точкам a, b и c соответствует число оборотов двигателя 6300—6400 в мин., другими словами, разгон на передачах несколько затягивается, и двигатель работает в конце разгона за перегибом характеристики на числе оборотов, превышающем режим максимальной мощности. На графике ускорения нанесена пунктиром кривая ускорения, которая была получена на фиг. 136 для аналогичного автомобиля при рассмотрении влияния веса автомобиля на его приемистость. Несмотря на то, что при построении пунктирной линии ускорения не было принято во внимание



Фиг. 155. График ускорений гоночного автомобиля класса А.

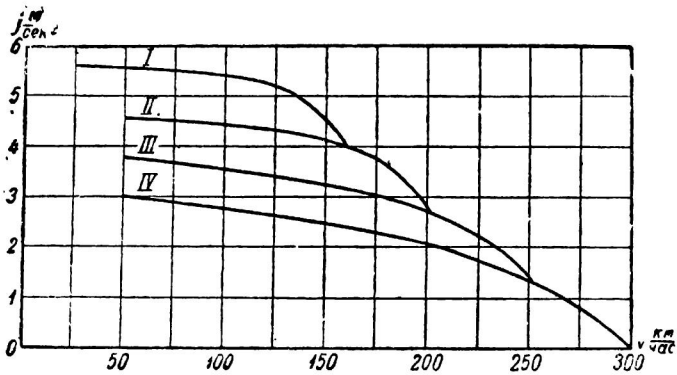


Фиг. 156. График ускорений гоночного автомобиля класса В.

влияние вращающихся частей и предполагалась установка прогрессивной коробки передач, контур графика ускорения автомобиля с четырехступенчатой коробкой располагается близко к пунктирной линии. Это свидетельствует об относительно небольшом преимуществе прогрессивной коробки передач в применении к очень мощному и легкому автомобилю, если не считать некоторой потери времени, неизбежной в моменты переключения. Автомобиль класса А с четырьмя ведущими колесами должен теоретически показать лучшую приемистость, но его не подвергают в действительности подобным испытаниям из опасения повредить буксованием и большими окружными усилиями покрышки с тонким протектором. У менее мощных

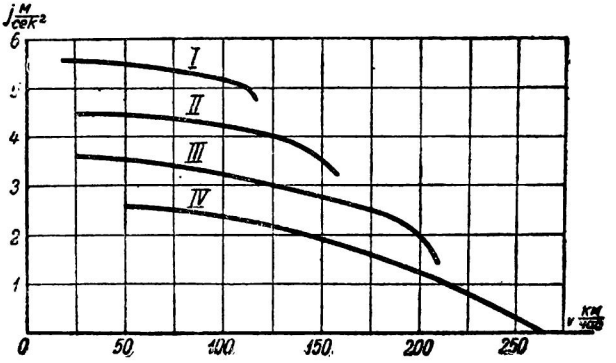
классов автомобилей буксование ведущих колес не столь опасно как вследствие меньших скоростей, так и вследствие возможности применения более прочных и износоустойчивых покрышек.

В исследованных примерах было принято очень высокое значение коэфициента сцепления $\varphi = 0{,}9$. На дорогах худшего качества или при изменениях погоды (дождь, снег) условия работы мощных гоночных автомобилей резко меняются. На графике 151 нанесена дополнительно динамическая характеристика D_φ' при $\varphi = 0{,}6$. Такой коэфициент сцепления часто принимают за основу для расчетов транспортных автомобилей. Линия D_φ' почти на всем протяжении проходит ниже динамической характеристики IV на четвертой передаче, а v_{lim} почти равна v_{max}. Следовательно, даже на четвертой передаче автомобиль работает на пределе силы сцепления ведущих колес и его движение должно сопровождаться частым буксованием; на остальных передачах работа на полный газ невозможна. Даже в отношении хороших автодромов с коэфициентом сцепления $\varphi = 0{,}9$ можно предположить, что работа автомобиля на пределе сцепления не даст оптимальных результатов из-за динамического взаимодействия между колесом и дорогой, вызывающего изменения вертикальной реакции дороги. Повидимому, наличие некоторого запаса силы сцепления следует считать благоприятным обстоятельством; устойчивая работа без буксования на второй передаче может в некоторых случаях дать большее среднее ускорение вследствие различия в силе тяги буксующего колеса и колеса, катящегося без буксования (по сравнению с разгоном на первой передаче).



Фиг. 157. График ускорений гоночного автомобиля класса D.

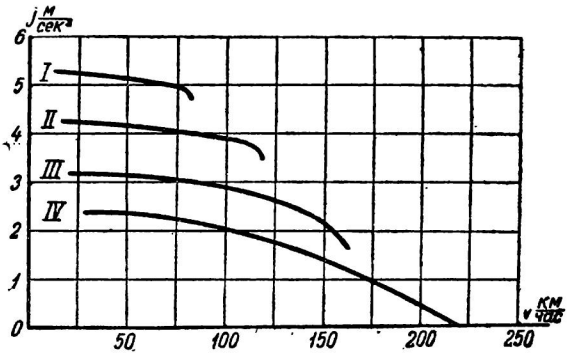
Необходимо отметить, что минимальная скорость на первой передаче, соответствующая минимальным устойчивым оборотам двигателя на полном газе, получается у гоночных автомобилей довольно высокой. Принятое значение $n_{min} = 1000$ об/мин дает автомобилям классов A, B, D, F и H соответственно $v_{min} = 75$; 35; 20; 14,5 и 11 *км/час*. Скорость v_{min} достигается у дорожно-гоночных автомобилей рывком, резким включением сцепления, и первые моменты движения почти всегда сопровождаются буксованием ведущих колес. Высокая минимальная скорость затрудняет маневрирование автомобиля вне условий гонки, а кроме того, форсированные двигатели иногда имеют n_{min} выше 1000 об/мин. Поэтому на спортивных автомобилях передаточное отношение i_1 делают более высоким. Тогда первая передача служит только для маневрирования и трогания с места, а интенсивный разгон начинают со второй передачи. Для лучшего охвата всех режимов работы используют также пятиступенчатые коробки передач.



Фиг. 158. График ускорений гоночного автомобиля класса F.

На основании динамической характеристики гоночного автомобиля класса B можно видеть, насколько близко подошли к своим предельным возможностям совре-

менные мощные и легкие конструкции дорожного типа с ложнообтекаемыми кузовами. Такое же впечатление можно вынести из рассмотрения вопроса о возможности дальнейшего улучшения рекорда на 1 *км* с места в классе В. Здесь физический предел уже находится в непосредственной близости, и, быть может, недалек тот момент, когда органы, регламентирующие автомобильные гонки, будут вынуждены объявить закрытыми состязания в данном классе на дистанции 1 *км* с места. Как только непрерывный рост мощности двигателей позволит развивать предельную силу тяги $P_{k\max}$ на всем диапазоне скоростей от нуля до $v_{\lim}$, придется признать исчерпанными возможности увеличения быстроходности и приемистости автомобилей, приводимых в движение силой сцепления колес с дорогой. Раньше чем будет достигнута предельная стадия развития, возможен некоторый прогресс благодаря улучшению аэродинамической формы автомобиля и применению четырехколесного привода. Характер применявшихся в последние годы гоночных формул привел к постройке автомобилей по принципу „скорость ради скорости" и не стимулировал борьбу за высокий коэфициент полезного действия двигателя. Между тем идеалам инженерного искусства больше соответствует гармоническое сочетание скорости с экономичностью. Если в будущем регламентация гонок будет поощрять более рациональный принцип „скорость + экономичность" вместо отвлеченной формул „скорость ради скорости," то заключительная стадия развития автомобилей, приводимых в движение силой сцепления колес с дорогой, окажется более трудной. Для служения автомобильного спорта развитию техники первый принцип регламентации безусловно является предпочтительным, в то время как погоня за абсолютной скоростью, хотя и способствует развитию механизмов автомобиля, но мало улучшает качества силового агрегата.



Фиг. 159. График ускорений гоночного автомобиля класса Н.

Если допустить, что предел силы сцепления ведущих колес будет использован на всем диапазоне скоростей автомобиля, то дальнейшее увеличение быстроходности может быть достигнуто только принципиальным изменением конструкции, например использованием реактивного двигателя. В таком случае планомерная эволюция автомобиля должна претерпеть некоторый скачок. В результате количественного накопления некоторого фактора, в данном примере увеличения степени использования силы сцепления, должно последовать качественное изменение конструкции. Опыты по использованию реактивного двигателя на автомобиле производились еще в 1928 г. инж. М. Валир и фирмой Опель.

История развития гоночных автомобилей вообще имеет скачкообразный характер с длительными периодами эволюционного типа. Первым скачком можно считать выделение гоночных автомобилей в самостоятельную группу в начале текущего столетия, когда выступили специфические требования к динамике, обусловленные скоростными состязаниями и острой конкуренцией. Второй скачок был вызван применением нагнетателей в 1923—1924 гг. и отказом от питания двигателей атмосферным давлением. Наконец, третий скачок относится к 1934—1935 гг. и касается в основном механизмов трансмиссии и конструкции подвески. Классическая подвеска жестких осей на продольных листовых рессорах, продержавшаяся на гоночных автомобилях почти без всяких изменений свыше 30 лет, уступила место нескольким вариантам независимой подвески, а главная передача и дифференциал перешли к числу подрессоренных частей с соответствующими изменениями трансмиссии.

В заключение следует отметить, что приближение к предельной силе сцепления ведущих колес у автомобилей типа Grand Prix в высокой степени повысило

требования, предъявляемые к квалификации водителей. Из достаточно большого числа специалистов-гонщиков на автомобилях полуторалитрового и малолитражных классов только около двадцати человек во всей Западной Европе доказали свою способность использовать до предела динамические качества легких автомобилей весом 750—1000 *кг* при мощности 400—600 *л. с.* Это — водители с исключительно развитым чувством меры, столь необходимым для оценки сцепления ведущих колес при интенсивном разгоне и торможении.

10. УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИКИ СТАНДАРТНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В настоящем разделе речь будет итти не о повышении динамических качеств автомобилей в их повседневной эксплоатации, а о том, как можно приспособить стандартный автомобиль для гонок местного значения.

Каждый легковой автомобиль может быть переоборудован и отрегулирован с целью увеличения его скорости и приемистости. Многие автомобилисты-любители добились выдающихся результатов на стандартных и спортивных автомобилях путем их тщательной и продуманной подготовки к гонкам.

Как показала практика спортивной деятельности автомобильных клубов, при хорошей подготовке можно добиться увеличения мощности серийных двигателей на 50—60% и скорости автомобилей на 25—40%. Разумеется, результат зависит от качества и объема выполненной работы.

Подготовка автомобиля к гонкам складывается из двух моментов: форсирования двигателя и сокращения сил сопротивления движению. Вторая проблема решается соответствующими изменениями механизмов шасси, а также кузова.

Под форсированием двигателя подразумевается совокупность мероприятий, направленных к увеличению его эффективной мощности. Работа по форсированию двигателя сводится в основном к уменьшению термодинамических потерь, тепловых потерь, потерь наполнения и механических потерь. Все типы автомобильных двигателей поддаются форсированию. Однако результат работы в значительной степени зависит от первоначальной конструкции; некоторые двигатели могут быть сравнительно легко доведены до высокой мощности, в то время как другие обладают с самого начала более ограниченными возможностями. В частности, более благоприятный эффект обычно дают двигатели с верхними клапанами и особенно при верхнем распределительном вале. Преимущества такого устройства были обоснованы в главе о двигателях. Несколько хуже, в смысле приспособленности для форсирования, двигатели с боковыми клапанами; здесь предел увеличению мощности ставит быстрое падение коэфициента наполнения при увеличении числа оборотов. Тем не менее даже от двигателей с боковыми клапанами удавалось получить отличную скоростъ путем установки нагнетателей. Автомобиль Остин 750 $см^3$ такого типа развивал неоднократно в гонках на Бруклендском треке скорость до 160 *км/час*.

Термодинамические потери двигателя уменьшают увеличением степени сжатия. При этом, как известно, бо́льший процент выделившегося тепла превращается в механическую работу. Увеличенная степень сжатия влечет за собой возрастание давления сгорания и увеличивает нагрузку на детали шатунно-кривошипного механизма. Все же большинство современных двигателей выдерживает увеличение степени сжатия на 30—50% без всяких вредных последствий, если не считать некоторого сокращения межремонтного пробега. Предел допустимого увеличения степени сжатия зависит от чрезвычайно большого числа самых разнообразных конструктивных и эксплоатационных факторов и потому не может быть указан точно. В качестве весьма приблизительного предела можно указать для двигателей без наддува на $\varepsilon = 8{,}5$ в гонках спринтерского характера на дистанциях от 1 до 10 *км*; для гонок на средние дистанции до 100 *км* осторожным пределом следует считать $\varepsilon = 7{,}5$; для гонок на большие дистанции 300—500 *км* лучше не переходить за значение $\varepsilon = 7$. Указанные предельные степени сжатия в непрофессиональной спортивной практике лучше не превышать во избежание трудноустранимых неполадок. Увеличение степени сжатия, как правило, требует подбора специального топлива и применения свечей более холодного типа. Смеси на спиртовой основе в практике вызывают больше затруднений, чем бензино-бензольные смеси; послед-

ним и следует отдать предпочтение, если горение в двигателе не сопровождается детонационными стуками.

Чтобы повысить степень сжатия, используют несколько различных способов в зависимости от устройства двигателя. При боковых клапанах обычно сфрезеровывают плоскость головки блока и тем самым уменьшают объем камер сжатия. К подобной операции следует подходить с осторожностью; в камерах сгорания типа Рикардо между головкой блока и поршнем в верхней мертвой точке нередко остается очень небольшой зазор, который не допускает дальнейшего уменьшения глубины камеры в этом месте. В таких случаях прибегают к фрезерованию плоскости наискось (с рассверловкой отверстий под болты и подторцовкой плоскостей под гайки) с таким расчетом, чтобы снять больше металла над клапанами в глубокой части камеры сгорания. Кроме того, после фрезерования плоскости головок типа Рикардо иногда образуется суженный проход между полостью камеры сгорания и полостью цилиндра. Сужение прохода может повлечь за собой уменьшение наполнения цилиндра рабочей смесью.

Толщина слоя металла, подлежащего удалению, определяется на основании следующих соображений. Обозначим объем камеры сгорания V_c и рабочий объем цилиндра V_h. Тогда степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \tag{44}$$

Предположим, что нужно увеличить степень сжатия до нового значения ε_1. Для этого придется уменьшить камеру сгорания на величину ΔV_c. Новая степень сжатия определяется выражением

$$\varepsilon_1 = \frac{V_h + V_c - \Delta V_c}{V_c - \Delta V_c},$$

отсюда находим ΔV_c.

$$\Delta V_c = V_c - \frac{V_h}{\varepsilon_1 - 1}. \tag{45}$$

Здесь V_h известно из паспортных данных двигателя или определяется как объем цилиндра по диаметру и ходу поршня. V_c можно найти из выражения (44), если известна степень сжатия двигателя. В противном случае объем камеры сжатия определяется заливанием в нее воды или жидкого масла из градуированной мензурки. Разумеется, при таком опыте через клапаны и поршневые кольца не должно происходить никакой утечки.

Далее, если обозначить площадь камеры сгорания F и толщину снимаемого слоя металла s, то $\Delta V_c = Fs$; отсюда с помощью выражения (45) получаем искомую толщину

$$s = \frac{V_c - \dfrac{V_h}{\varepsilon_1 - 1}}{F}. \tag{46}$$

Площадь F определяется расчетным путем, а при сложной конфигурации камеры сгорания можно сделать отпечаток на миллиметровой бумаге. Если приходится снимать слой металла большой толщины, то следует учитывать переменный характер площади камеры F вследствие кривизны ее боковых стенок.

У двигателей с несъемной головкой для увеличения степени сжатия фрезеруют нижнюю плоскость цилиндров. Здесь также нужно предварительно оценить допустимую по конструкции толщину снимаемого слоя. Известен случай, когда после установки блока с фрезерованной нижней плоскостью верхние поршневые кольца вышли в расширенную часть камеры сгорания и намертво застопорили двигатель; при несъемной головке извлечь поршни оказалось головоломной задачей.

Повышение степени сжатия на двигателях с верхними клапанами достигается наряду с фрезерованием плоскости головки блока установкой поршней с выпуклым дном. Однако первый способ считается предпочтительным, так как выпуклые поршни, во-первых, несколько увеличивают вес возвратно-поступательно движущихся частей и больше нагружают детали шатунно-кривошипной группы, а во-вторых, увеличивая поверхность камеры сгорания, поглощают больше тепла. При верхних клапанах

необходимо следить за тем, чтобы между открытыми клапанами и поршнем оставался достаточный зазор — не менее 2 — 3 *мм*. Иначе частичное заедание клапана в открытом положении или отставание клапанного механизма от профиля кулачка на высоком числе оборотов может привести к удару поршня о клапан и поломке последнего с разрушительными для двигателя последствиями, вызванными падением головки клапана в цилиндр. В случае сильного уменьшения зазора после повышения степени сжатия при наклонных клапанах на поршне фрезеруют соответствующие выемки против кромки каждого клапана. Величину зазора между клапаном и поршнем можно определить с помощью куска пластического вещества, помещенного на поршень. По глубине отпечатка на этом куске после открытия клапана (в собранном двигателе) можно судить о величине зазора между дном поршня и краем клапана.

Необходимо отметить влияние свойств материала головки блока и поршней на величину допустимой степени сжатия. Хороший теплоотвод, обусловленный теплопроводностью материала, обеспечивает возможность повышения степени сжатия без возникновения детонации и в результате дает заметный прирост мощности. Поэтому рекомендуется заменять чугунные головки алюминиевыми или бронзовыми, а для поршней применять исключительно алюминиевые или магниевые сплавы, которые наряду с хорошей теплопроводностью отличаются малым весом.

Повышенная степень сжатия имеет следствием жесткую работу двигателя. С этим недостатком приходится мириться так же, как и с потерей автомобилем других обычных эксплоатационных качеств в результате изменения регулировки и переделок, описанных ниже. Наилучший эффект в гонках достигается не без ущерба для экономичности, комфорта, бесшумности и тому подобных требований, предъявляемых к транспортным автомобилям.

Двигатели с повышенной степенью сжатия имеют заметную склонность к преждевременным вспышкам вследствие высокого давления и высокой температуры рабочей смеси перед запалом. Чтобы исключить возможность калильного зажигания, следует уничтожить в камере сгорания все острые кромки или выступающую часть резьбы под свечей. Нагар на поверхности камеры при сильном нагревании тоже является источником калильного зажигания. Шероховатая поверхность способствует нагарообразованию, а кроме того, увеличивает тепловые потери. Поэтому практикуется тщательная полировка поверхности камеры сгорания и дна поршня. Для процесса наполнения цилиндра гладкая поверхность камеры также представляет собой преимущество. Удаление нагара должно производиться перед каждым состязанием.

Снижение тепловых потерь достигается наряду с тщательной обработкой камеры сгорания главным образом применением головок с минимальной поверхностью охлаждения. С этой точки зрения наиболее совершенными являются полусферические или цилиндрические головки с верхним расположением клапанов. Известны примеры удачной переделки двигателей с боковыми клапанами в верхнеклапанные путем замены головки блока и соответствующих изменений распределительного механизма. Однако такая переделка уже относится к разряду сложных работ, так как она связана с изменениями системы охлаждения и смазки, впускных и выпускных трубопроводов и т. д. Точно так же к сложным проблемам относится экспериментирование с формой головок двигателей с боковыми клапанами. Эта сфера деятельности принадлежит научно-исследовательским институтам и автомобильным заводам; она требует больших материальных затрат для лабораторных испытаний и едва ли может быть рекомендована любителям автомобильного спорта.

Лучшего эффекта следует ожидать от мероприятий по уменьшению потерь наполнения. Необходимо по возможности снизить сопротивление потоку рабочей смеси в карбюраторе, впускной трубе и распределительных органах. Во всех стандартных карбюраторах можно увеличить диаметр диффузора на 2 — 3 *мм*; в результате получается некоторый прирост мощности, но с ущербом для холостого хода двигателя. Изменение диффузора непременно требует подбора новых жиклеров; в противном случае получится обеднение рабочей смеси и никакого полезного эффекта замена диффузора не даст. С целью уменьшения длины впускных трубопроводов вместо одного общего карбюратора на четырехцилиндровые двигатели ставят два карбюратора, а на шести- и восьмицилиндровые соответственно три и четыре карбюратора. Нередко карбюраторы крепят фланцами непосредственно

к головке блока или блоку, если двигатель с боковыми клапанами; тогда длина пути потока смеси ограничивается самим карбюратором и коротким каналом в головке или блоке. Все карбюраторы должны иметь синхронизированный привод к дроссельным заслонкам; иначе не удастся добиться равномерной работы двигателя. Если впускные трубопроводы приходится сохранить в той или иной конструктивной форме, то их следует изготовлять с бо́льшим проходным сечением и притом из теплопроводных, преимущественно алюминиевых сплавов, чтобы снизить вес и в то же время обеспечить охлаждение рабочей смеси и тем самым увеличить коэфициент наполнения.

В спортивной практике более популярны карбюраторы с горизонтальными смесительными камерами (S.U., Memini, Amal); они дают несколько меньшее сопротивление потоку смеси и, кроме того, удобнее для непосредственного крепления фланцем к двигателю. В частности на двигателях в $1^1/_2 — 2\,л$ (B. M. W., Riley) хорошие результаты дала установка нескольких карбюраторов мотоциклетного типа Амаль с горизонтальными смесительными камерами. По вполне очевидным причинам воздухоочистители должны быть сняты. При этом следует иметь в виду, что на некоторых карбюраторах, у которых поплавковая камера имеет непосредственное сообщение с атмосферным воздухом, а не с впускным патрубком, снятие воздухоочистителя может вызвать обеднение рабочей смеси и потому требует установки увеличенных жиклеров. Вследствие того, что обогащенная в определенных пределах рабочая смесь имеет наибольшую скорость сгорания и обеспечивает наибольшее среднее эффективное давление, стандартная регулировка карбюратора должна быть изменена в сторону обогащения смеси. Дополнительное изменение регулировки, несомненно, потребуется при переходе на другое топливо после увеличения степени сжатия. Помимо максимума мощности обогащенная смесь несколько облегчает температурный режим работы двигателя, что имеет существенное значение, особенно в гонках на большие дистанции. Для возможности дополнительной регулировки качества смеси на автоматических карбюраторах довольно удобны ручные приспособления, подобные регулировочной игле под главным жиклером у известного карбюратора МКЗ-6.

Чтобы уменьшить вредное вихреобразование и трение потока рабочей смеси о стенки, следует подвергнуть тщательной шлифовке и полировке внутреннюю поверхность смесительной камеры, диффузора, всасывающей трубы и каналов в головке или блоке. Шлифовка и полировка производятся при помощи бормашины с гибким валом полировочными пастами, применяющимися для подготовки поверхностей под гальваническое покрытие. В местах стыка всасывающей трубы, карбюратора и блока не должно быть никаких уступов, а уплотнительные прокладки не должны выступать внутрь, чтобы не нарушить поток рабочей смеси.

Оптимальное значение коэфициента наполнения достигается увеличением проходного сечения распределительных органов и продолжительности их открытия, т. е. увеличением „время-сечения“. Многие двигатели допускают расширение клапанных гнезд и установку увеличенных на $2 — 3\,мм$ клапанов для увеличения проходного сечения. Благоприятное действие в том же направлении оказывает применение клапанов с углом седла 30° вместо обычных 45°; сечение увеличивается примерно на 20%. Сложнее обстоит дело с увеличением высоты подъема клапанов и продолжительности их открытия. Такие задачи решаются изменением профиля кулачка и, следовательно, требуют изготовления нового распределительного вала — работы, практически выполнимой только в заводских условиях, тем более что она обычно выполняется в нескольких вариантах. Подъем клапанов даже на специальных гоночных моторах не превышает $10\,мм$; на некоторых гоночных мотоциклах успешно применяли подъем до $12\,мм$. Дальнейшее увеличение подъема клапанов связано с сильным возрастанием напряжения в деталях распределительного механизма, необходимостью значительного усиления клапанных пружин и ведет к уменьшению механического к. п. д. Ориентировочно подъем клапанов принимают равным $^1/_4$ от диаметра горловины клапана. Увеличение числа оборотов в результате форсирования двигателя дает наибольший прирост мощности при соответствующем расширении фаз распределения. Моменты наивыгоднейшего открытия и закрытия клапанов могут быть весьма различными в зависимости от числа оборотов, типа распределительного механизма, конструкции впускного трубопровода и других конструктивных факторов;

поэтому не существует универсального типа профиля кулачка. В качестве ориентировочных данных для двигателей с умеренным форсированием могут служить следующие значения углов фаз распределения, отнесенные к повороту коленчатого вала:

опережение открытия впускного клапана	15 — 30° до в. м. т.
запаздывание закрытия впускного клапана	50 — 60° после н. м. т.
опережение открытия выпускного клапана	55 — 70° до н. м. т.
запаздывание закрытия выпускного клапана	25 — 30° после в. м. т.
перекрытие клапанов	40 — 60°

Весьма важное значение имеет точная работа распределительного механизма на увеличенном числе оборотов. Между тем при недостаточной силе клапанных пружин на двигателях с большим подъемом клапанов и кулачками крутого профиля нередко отмечали признаки отставания толкателей от профиля кулачка. Получив большое ускорение, клапан продолжает движение вперед после того, как вершина кулачка пройдет под толкателем. При обратном движении клапана его пружина не может сообщить деталям механизма необходимое ускорение, и в результате клапан закрывается с запаздыванием, отставая от профиля кулачка. Такое явление чаще всего наблюдается при разгоне на промежуточных передачах с переходом за число оборотов, соответствующее точке перегиба характеристики. Последствием отставания клапанов являются перебои в работе двигателя на больших оборотах. Чтобы сохранить точную работу распределительного механизма, усиливают клапанные пружины и облегчают детали для уменьшения сил инерции. Усиление пружин выгодно производить постановкой двух или трех концентричных пружин вместо одной. Этим мероприятием удается на двигателях с верхними клапанами предупредить опускание клапана в цилиндр в случае поломки одной из пружин.

Для уменьшения вибраций целесообразно делать шаг пружин уменьшающимся к концам.

Возможности облегчения распределительного механизма на двигателях с боковыми клапанами весьма ограничены; практикуется высверливание толкателей и фрезерование поперечных пазов на упорных шайбах клапанных пружин. При верхних клапанах некоторые стальные детали, в частности рокеры и толкающие штанги, заменяют деталями, изготовленными из прочных алюминиевых сплавов, например дюраля. В стальных рокерах высверливают ряд отверстий вблизи нейтрального слоя. При замене стальных деталей алюминиевыми желательно проверить их прочность расчетным путем, чтобы убедиться в наличии достаточного запаса прочности и жесткости, или же несколько увеличить поперечное сечение; последнее особенно касается длинных толкающих штанг верхнеклапанного механизма.

Лучшим средством увеличения коэфициента наполнения является установка нагнетателя. Применение нагнетателя — одна из наиболее трудных работ по форсированию двигателя. Во-первых, на многих двигателях вызывает затруднения устройство привода нагнетателя и не находится места для его удобной и доступной установки. Во-вторых, принудительное питание двигателя ведет к сильному увеличению нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма и его подшипники под действием высоких давлений вспышки; не всякий двигатель обладает достаточным запасом прочности, чтобы выдержать продолжительное время принудительное питание с большим давлением наддува. На переделанных двигателях стандартного типа довольно часто наблюдались случаи выкрашивания баббитовой заливки подшипников. В-третьих, значительно увеличивается поток тепла через основные детали двигателя, который грозит прогаром поршней, обгоранием выпускных клапанов и т. п. Отсюда возникает необходимость в усиленном охлаждении. Тем не менее возможность успешного применения нагнетателей при умеренном давлении наддува давно доказана многими автомобильными фирмами, выпускавшими автомобили с наддувом в серийном порядке; среди них наиболее известны Мерседес-Бенц, Бугатти, Альфа Ромео, Грехем и Оберн. За границей существуют фирмы, изготовляющие нагнетатели специально для установки на автомобили стандартных типов с минимальными переделками. Установка нагнетателя на автомобиле всегда дает существенное улучшение динамических качеств и рекомендуется во всех случаях, когда использование нагнетателей не запрещено спортивным регламентом. Способы установки нагнетателя и необходимые изменения деталей тесно связаны с типом и конструкцией

двигателя; в каждом отдельном случае эти вопросы должны быть решены компетентными специалистами.

Устройство нагнетателей и различные варианты их установки приведены в главе о двигателях с нагнетателями.

На качество наполнения цилиндров влияет противодавление во время хода выпуска, так как от него зависит количество остаточных газов в начале впуска. Для уменьшения противодавления глушитель снимают, а выхлопную трубу заменяют более короткой с большим проходным сечением. Иногда выхлопной коллектор совсем снимают и устанавливают вместо него короткие выхлопные патрубки, отводящие отработавшие газы от каждого цилиндра за пределы капота двигателя. Выходной срез каждого патрубка должен быть обращен назад во избежание противодавления от встречного потока воздуха. Если патрубки загнуты назад, то встречный поток воздуха может оказывать отсасывающее действие и тем самым помогать лучшей очистке цилиндров. Аналогичным образом используется скоростной напор встречного воздуха для лучшего наполнения цилиндров через всасывающий патрубок, обращенный открытым концом вперед. Впрочем эти явления заметно сказываются только на очень высоких скоростях и потому представляют интерес в применении к специальным гоночным автомобилям мощных классов.

Не менее важную роль играет проблема уменьшения механических потерь двигателя. Силы трения сводят к минимуму прежде всего осторожной и более длительной, чем принято обычно, обкаткой двигателя. После приработки двигателя его разбирают для проверки состояния трущихся поверхностей и проверки всех вращающихся частей на легкость вращения. В качестве смазки должны служить только самые высококачественные сорта авиационных масел или касторовое масло, которое получило в гоночной практике широкое распространение, обеспечивая высокий механический к. п. д. На механических потерях заметно отражается вес возвратно-поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма. С этой точки зрения также следует добиваться максимального облегчения поршней, поршневых пальцев, поршневых колец и шатунов. Таким образом, применение поршней из алюминиевых сплавов сразу ведет в той или иной мере к снижению механических потерь, потерь наполнения и термодинамических потерь, позволяя увеличить степень сжатия. Если поршни или шатуны подвергались какой-нибудь дополнительной обработке, то все они должны иметь строго одинаковый вес во избежание появления неуравновешенных сил инерции и вибраций двигателя. Значительно реже применяются шатуны из легких сплавов, хотя они имеют ряд преимуществ: малый вес, хорошую теплопроводность, обеспечивающую более быстрый отвод тепла от поршня; верхняя головка может работать непосредственно по поршневому пальцу без промежуточной бронзовой втулки. Можно добиться снижения веса стального шатуна высверливанием ряда отверстий в его среднем ребре без заметного ущерба для момента сопротивления сечения. Следует, однако, избегать ослабления тела шатуна вблизи головок, где чаще всего случаются обрывы, и вообще производить удаление металла с большой осторожностью, ибо разрыв шатуна всегда вызывает тяжелую аварию двигателя.

К механическим потерям относят сопротивление воздуха и трение воздуха о вращающиеся части кривошипно-шатунного механизма. Эти потери могут быть снижены полировкой всей поверхности шатунов, щек коленчатого вала и маховика. Гладкая поверхность шатунов полезна еще в смысле прочности, так как поломки обычно происходят в тех местах, где сохранились риски и следы от механической обработки.

Уменьшением веса маховика достигается улучшение приемистости автомобиля. Как известно, из всех вращающихся частей автомобиля маховик создает наибольшее инерционное сопротивление. Момент инерции стандартных маховиков можно уменьшить проточкой обода по наружной поверхности. Облегчение маховика несколько ухудшает холостой ход двигателя.

В системе зажигания желательным изменением является замена батарейного зажигания зажиганием от магнето. Такая замена оправдывается, во-первых, более надежным искрообразованием на высоких числах оборотов и, во-вторых, соображениями экономии веса. В гонках на короткие дистанции, особенно на 1 *км* с места, все лишнее электрооборудование—стартер, динамо, звуковой сигнал и осветит-

тельные приборы — должно быть снято. Каждый сэкономленный килограмм веса дает реальный выигрыш в приемистости автомобиля. На многих стандартных двигателях (например ГАЗ-А или М-1) установка магнето не вызывает трудностей. Еще лучший эффект получается от применения двухискрового зажигания с помощью двух магнето; каждый цилиндр имеет по две свечи, которые должны быть расположены в противоположных концах камеры сгорания. Воспламенение рабочей смеси с двух сторон повышает скорость сгорания и дает некоторое увеличение мощности. Двухискровое зажигание наиболее целесообразно при цилиндрах большого диаметра, благодаря чему оно особенно распространено на двигателях авиационного типа. Все же и на малых цилиндрах двухискровое зажигание употреблялось с успехом даже некоторыми известными мотоциклетными фирмами.

После форсирования двигателя точка перегиба характеристики получается на более высоком числе оборотов и стандартный угол опережения зажигания может оказаться недостаточным. Влияние наивыгоднейшего угла опережения на мощность общеизвестно; поэтому необходимо проверить установку зажигания с точки зрения достаточности максимума опережения. На форсированных двигателях запас опережения зажигания по углу поворота коленчатого вала должен составлять не менее 45—50°. Если конструкция стандартного прерывателя не допускает расширения диапазона опережения, то можно производить установку зажигания не по моменту полного запаздывания, как обычно принято делать, а по величине максимального опережения с тем, чтобы при положении манетки, соответствующем позднему зажиганию, оставалось небольшое опережение, хотя такая установка и представляет известные неудобства при запуске двигателя. Автоматы опережения, рассчитанные на нормальные условия эксплоатации, не всегда обеспечивают выгоднейший угол опережения зажигания на форсированных режимах работы автомобиля; опытные водители устраивают в дополнение к автомату ручную регулировку опережения, а некоторые предпочитают вообще заменить автоматическую регулировку ручной.

Стандартные типы свечей дают на форсированных двигателях, как правило, калильное зажигание, не позволяя развивать максимальную мощность Их следует заменить более холодными свечами преимущественно с одним электродом. Последние воспринимают меньше тепла и обладают меньшей склонностью к перегреву. Подбор свечей производится на основании лабораторных испытаний двигателя или пробных заездов автомобиля, а также на основании рекомендации завода-изготовителя свечей.

В заключение отметим, что после каждого изменения в регулировке или конструкции двигателя желательно произвести соответствующее испытание, чтобы выяснить ценность каждого изменения в отдельности; иначе не удается выяснить влияние различных факторов и возможности дальнейшего улучшения динамики тем или иным путем.

Перед форсированием двигатель должен быть приведен в безукоризненное состояние; следует отдать предпочтение новому агрегату или вышедшему из капитального ремонта. Не имеет никакого смысла форсировать двигатель с большими износами деталей или элементарными недостатками сборки и регулировки. Особенно вредно сказываются на эффективной мощности следующие дефекты, которые должны быть устранены в первую очередь обычными методами ремонта:

1. Плохая компрессия и утечка газов вследствие сильного износа поршней, поршневых колец и цилиндров.

2. Плохая компрессия и утечка газов из-за неплотности клапанов, обусловленной плохим качеством притирки и износом клапанов и седел; сильный износ направляющих втулок, вызывающий подсосы воздуха и обеднение смеси.

3. Глубокая посадка клапанов в седла после повторных обработок и притирок. Выступающие края седел должны быть тщательно удалены, а остающиеся кромки заполированы.

4. Неправильный зазор между клапанами и толкателями или рокерами.

5. Большое количества нагара в камерах сгорания, на поршнях, клапанах, в выпускных каналах головки или блока и выхлопной трубе, а также вмятины на выхлопной трубе.

6. Недостаточная предварительная обкатка двигателя.

Подготовка шасси автомобиля и кузова требует такого же внимательного отно-

шения, как и форсирование двигателя. Высокая мощность силового агрегата может обеспечить автомобилю хорошую динамику только при условии доведения до минимума внутренних и внешних сил сопротивления движению. В соответствии с этим при подготовке автомобиля имеют в виду несколько основных целей:

а) снижение потерь на внутреннее трение в механизмах шасси и ходовых частях;

б) снижение потерь на сопротивление качению;

в) уменьшение сопротивления воздуха движению автомобиля;

г) уменьшение общего веса автомобиля.

Первая задача решается прежде всего качеством сборки коробки передач, карданной передачи, заднего моста и втулок колес. Все подшипники должны быть тщательно отрегулированы на легкость вращения, чем обеспечивается хороший накат автомобиля. После сборки и регулировки механизмов шасси автомобиль должен пройти обкатку дорожным пробегом, чтобы трущиеся части окончательно приработались. Во втулках колес желательно заменить роликовые подшипники шариковыми, в которых трение несколько меньше. Во время движения автомобиля не должно происходить нагревания втулок, так как оно свидетельствует о перетяжке подшипников.

Во втулках колес, коробке передач и заднем мосту следует применять только более жидкие сорта смазочных масел; полужидкие сорта, вроде вискозина, и тем более консистентные заметно увеличивают сопротивление в механизмах. В гонках на короткие дистанции уровень смазки в картерах механизмов можно снижать по сравнению с обычным уровнем.

Механизм сцепления должен быть проверен на отсутствие буксования дисков.

Колеса подвергают балансировке, так как периодическое воздействие центробежной силы от неуравновешенных масс колеса и шины может вызвать на большой скорости колебательные движения „шимми" передних колес. Это явление приводит к потере управляемости и потому является весьма опасным. Балансировка осуществляется закреплением специальных грузиков на ободе со стороны, противоположной неуравновешенной массе, или наматыванием свинцовой проволоки на спицы колеса.

Дисковые колеса желательно заменить тангентными типа Рудж Витворт с проволочными спицами. Такие колеса легче и имеют меньший момент инерции и, кроме того, обладают преимуществом легкосъемности, будучи закрепленными всего лишь одной гайкой против пяти или шести гаек на обычном дисковом колесе. Для уменьшения вентиляционных потерь спицы закрывают с обеих сторон легкими алюминиевыми дисками.

Регулировка тормозов должна гарантировать полное отсутствие задевания колодок за барабаны при отпущенных педали и рычаге ручного тормоза. Даже слабое нагревание тормозных барабанов во время движения автомобиля совершенно недопустимо.

После форсирования двигателя максимальная мощность получается на ином, более высоком числе оборотов. В связи с этим может оказаться, что автомобиль с нормальным передаточным отношением главной передачи будет развивать максимальную скорость при числе оборотов коленчатого вала, не соответствующем максимальной мощности, тем более, что передаточное отношение стандартного автомобиля обычно выбирается с расчетом получения больших запасов свободной мощности на средних режимах, а не из соображений развития максимальной скорости. Увеличенная мощность в сочетании с уменьшенными сопротивлениями в большинстве случаев позволяет несколько уменьшить передаточное отношение главной передачи. Изменение передаточного числа достигается заменой конических шестерен главной передачи; высококачественное изготовление конических шестерен — сложная работа, доступная только машиностроительным заводам или первоклассным авторемонтным предприятиям. Оптимального варианта передаточного числа для всех типов автомобильных гонок не существует; поэтому приходится производить изменение передаточного отношения, сообразуясь не только с успехами, достигнутыми в форсировании двигателя, но и с профилем гоночного маршрута. Когда требуются высокие акселеративные качества в большей степени, чем хорошая максимальная скорость, как например, в горных гонках на извилистых дорогах или в гонке на километр с места, передаточное число выбирают более высоким, в то время как

для трековой гонки или километровки с хода передаточное число главной передачи должно обеспечивать точное совпадение максимальной скорости автомобиля с числом оборотов коленчатого вала, соответствующим максимальной мощности двигателя. Численные значения передаточного отношения главной передачи настолько сильно зависят от конструкции двигателя и автомобиля, что они могут быть окончательно определены только дорожным испытанием различных вариантов.

Некоторого уменьшения сопротивления качению можно достичь, повысив давление в шинах. Однако здесь нужно соблюдать осторожность, ибо не все пневматики рассчитаны на работу с повышенным давлением, а чрезмерная потеря шиной ее упругости ухудшает контакт между колесом и дорогой. Внутреннее давление в шине ни в коем случае не должно быть ниже рекомендованного заводом; по вопросам повышения давления правильнее всего проконсультироваться с техническими экспертами шинного предприятия. Большинство ободов допускает монтаж нескольких различных размеров покрышек. С целью сокращения сопротивления качению при очень хорошей дороге целесообразно выбрать самый узкий профиль с неглубоким мелким рисунком протектора, когда дело касается спринта. Для более мощных автомобилей при больших дистанциях, где ожидается заметный износ резины, на ведущих колесах рациональнее применять более широкие, износоустойчивые профили. Неправильная сходимость передних колес, как известно, увеличивает сопротивление качению автомобиля, вызывает усиленный износ резины и затрудняет управление. Из этих соображений полезно проверить и тщательно отрегулировать сходимость колес, строго придерживаясь указаний автомобильного завода, а заодно устранить качку и износы в соединениях рулевого механизма.

Снижение сопротивления воздуха и экономия веса в значительной части достигаются параллельными мерами. В частности, сопротивление воздуха на автомобилях с открытыми кузовами (фаэтон, родстер) уменьшают снятием крыльев, брызговиков, наружных подножек, фар, ветрового стекла, запасных колес и верха. Кроме того, в целях экономии веса удаляют все электрооборудование, за исключением приборов зажигания, и все лишние части оборудования кузова. На коротких дистанциях ограничивают запас топлива минимумом, гарантирующим надежность подачи в карбюратор. В гонках на дистанции от 1 до 10 *км* по прямому пути с индивидуальным стартом передние тормозы могут быть сняты. Если гонка по своей продолжительности требует движения автомобилей в ночное время, как например, гонка на покрытие максимального расстояния в течение 24 час., то электрооборудование, конечно, сохраняется.

Дальнейшего облегчения иногда добивались высверливанием деталей шасси; некоторые фирмы сверлили ряды отверстий в вертикальном ребре лонжеронов и поперечин рамы. Не лишним будет напомнить об осторожности, которую надо соблюдать в подобных операциях, чтобы не причинить ущерба прочности и жесткости частей. Диаметр отверстий должен сообразоваться с величиной изгибающего момента, действующего в данном сечении. Технический регламент гонок для спортивных и стандартных автомобилей нередко предписывает всем конкурентам иметь крылья, ветровое стекло и полное электрооборудование. Тогда ветровое стекло повертывают в горизонтальное положение на капот, а фары поворачивают на 90° так, чтобы они были обращены лицевой частью друг к другу; сопротивление фары при обдувании ее сбоку меньше, нежели когда поток воздуха направлен спереди. Стандартные широкие крылья заменяют более узкими и менее глубокими. В английской спортивной практике на передних колесах одно время были распространены так называемые крылья велосипедного типа. Они закреплялись на поворотных цапфах и совершали повороты и колебания вместе с колесом; поэтому крылья могли быть выполнены очень узкими с минимальным расстоянием до покрышки.

К недостаткам велосипедных крыльев относят увеличение веса неподрессоренных частей.

Лучшим способом уменьшения сопротивления воздуха, хотя и наиболее трудным, является замена стандартного кузова специальным, обтекаемой формы или, по крайней мере, с минимальной лобовой площадью.

Самое большое уменьшение лобовой площади достигается установкой узкого одноместного кузова.

Многие фирмы выпускают особые модели автомобилей под названием „спорт" или„ супер спорт". Под названием„ спортивный автомобиль" принято подразумевать автомобиль с повышенными динамическими качествами, приспособленный для участия в скоростных состязаниях. В то же время спортивные автомобили должны сохранять обычные эксплоатационные качества — экономичность, комфортабельность и т. п., позволяя владельцу совершать деловые поездки. Среди спортивных автомобилей в пределах одного и того же класса наблюдается большое разнообразие как в конструкции, так и в динамических качествах. В то время как одни из них по своей быстроходности приближаются к гоночным автомобилям, другие представляют собой очень небольшое улучшение по сравнению с продуктом серийного производства. Такое разнообразие объясняется различием объема работ, выполненных для улучшения динамики автомобиля. Иногда самые незначительные изменения в форме кузова служат достаточным основанием, чтобы внести автомобиль в каталог под наименованием спортивного.

Существенную роль играет техническое происхождение спортивных автомобилей. Можно отметить три источника возникновения спортивных моделей: 1) повышение динамических качеств достигается форсированием какой-нибудь модели автомобиля массового или крупносерийного производства. В таких случаях изменения касаются в основном кузова, а в двигателе ограничиваются небольшими изменениями степени сжатия и регулировки; 2)спортивный автомобиль может быть запроектирован сразу на основании особых повышенных требований к динамике. Тогда конструкция двигателя, шасси, кузова и компоновка агрегатов получают специфический характер и дают лучший эффект по сравнению с предыдущим случаем; 3) спортивный автомобиль может представлять собой дефорсированный вариант гоночного автомобиля, получившего известность благодаря успехам на каких-либо интернациональных гонках. Многие спортивные модели известных фирм Бугатти и Альфа Ромео появились именно таким путем. Каково бы ни было происхождение спортивных автомобилей, все они допускают в той или иной мере дальнейшее форсирование, хотя, конечно, дефорсированный гоночный автомобиль оставляет меньшее поле деятельности для проявления изобретательности со стороны любителей автомобильного спорта.

Тем не менее конечный результат гонок во многом зависит от того, насколько успешно была проведена борьба за увеличение мощности и за сокращение разного рода потерь.

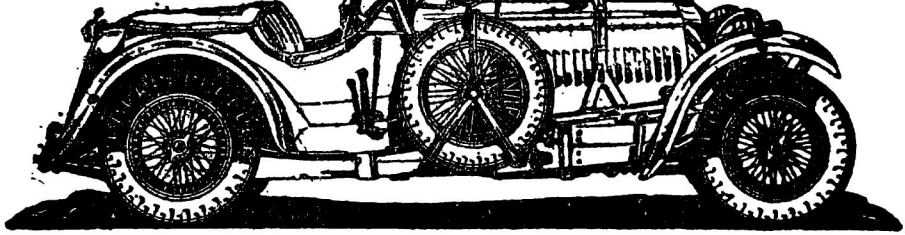
Краткая характеристика спортивных автомобилей состоит в следующем. Двигатели в подавляющем большинстве с верхними клапанами как с нижним, так и с верхним расположением распределительного вала. По литражу встречаются представители самых разнообразных классов, начиная от класса Н (750 $см^3$) и кончая классом В (5 — 8 $л$). Степени сжатия, как правило, повышены, хотя и допускают применение бензинов с относительно низким октановым числом или бензина с небольшой примесью бензола. Многие фирмы выпускали спортивные автомобили с двигателями с наддувом; таковы, например, известные модели Бугатти, Альфа Ромео, Мерседес-Бенц, Бентлей, Фрезер Неш, Альта и др. Коробки передач отличаются сближенными передаточными отношениями и чаще имеют четыре передачи. Передаточное число главной передачи ниже, чем обычно, и рассчитано на получение высокой максимальной скорости. Подвеска колес выполняется в большинстве случаев независимой; в особенности это касается передних колес, так как к управляемости автомобиля предъявляются более высокие требования. Базу делают короче по сравнению с таковой у транспортных автомобилей. Укорочением базы достигается лучшая маневренность, а кроме того, некоторое снижение общего веса автомобиля, который, вообще говоря, всегда бывает ниже, чем у автомобилей стандартных типов. Кузовы устанавливаются двух- или четырехместные, чаще открытые со складным верхом; форма кузова обычно более высокого качества с аэродинамической точки зрения, но до некоторой степени в ущерб вместительности и комфортабельности автомобиля. Ввиду того, что открытые кузовы в смысле обтекаемости обладают ограниченными перспективами на улучшение, в последние годы на спортивных автомобилях начинают нередко устанавливать кузовы типа лимузин весьма совершенной формы, несмотря на увеличенный вес таких кузовов. Общая компоновка агрегатов и конструкция кузова подбираются в расчете на

получение более низкого расположения центра тяжести, хотя бы и с некоторым уменьшением клиренса. По внешнему виду спортивный автомобиль всегда более приземист и отличается компактной формой. Что касается динамических качеств, то, как было отмечено выше, существует большое разнообразие даже в пределах одного класса.

Если судить о динамике автомобиля по его максимальной скорости, то можно ориентироваться по следующим цифрам, свойственным хорошим образцам спортивных автомобилей с полным оборудованием для нормальной езды:

класс	H (0,5 — 0,75 *л*)	110 — 115 *км/час*
„	F (1,1 — 1,5 *л*)	130 — 140 „
„	E (1,5 — 2 *л*)	140 — 150 „
„	D (2 — 3 *л*)	160 — 170 „
„	C (3 — 5 *л*)	170 — 180 „

Насколько высокими могут быть достижения спортивных автомобилей, показывают, например, результаты тысячемильной гонки 1940 г., открытой для автомобилей продажных образцов. Лучшее время показал двухлитровый автомобиль BMW с закрытым кузовом, прошедший дистанцию со средней скоростью 167 *км/час*. На нем был установлен шестицилиндровый двигатель с верхними клапанами без наддува (6 × 66 × 96) мощностью 125 *л. с.* при 6000 об/мин и степени сжатия $\varepsilon = 8$. На одном из участков, где хронометрировали время прохождения 1 *км* с хода, была зарегистрирована максимальная скорость 215 *км/час*. Успеху автомобиля BMW немало содействовал его низкий общий вес — 645 *кг*, а вес кузова составлял всего лишь около 50 *кг*. Несмотря на высокую среднюю скорость, расход топлива оказался равным около 17 *л*/100 *км*, благодаря высокому к. п. д. двигателя без над-



Фиг. 160. Необтекаемый быстроходный автомобиль Фрезер Неш 1,5 *л*, 4 × 69 × 100.

дува и хорошей обтекаемости. Второе место занял шестицилиндровый автомобиль Альфа Ромео. Его двигатель имел больший литраж — 2,5 *л* и такую же степень сжатия $\varepsilon = 8$, но более умеренное число оборотов — 4800 в мин. и развивал почти такую же мощность—128 *л. с.* На мерном километре автомобиль Альфа Ромео показал максимальную скорость 193 *км/час*, по сравнению с автомобилем BMW он имел высокий вес 1120 *кг*, который его сильно гандикапировал. В той же гонке принимал участие представитель малолитражных классов, четырехцилиндровый автомобиль Фиат с рабочим объемом всего лишь 570 $см^3$. При степени сжатия $\varepsilon = 9$ и числе оборотов 5500 в мин. мощность была равна 32 *л. с.* Маленький автомобиль Фиат развивал высокую максимальную скорость 120 *км/час*. Все вышеупомянутые автомобили имели двигатели без наддува.

Спортивные автомобили изготовляются только на европейских заводах. Как это ни странно, в США большие автомобильные заводы не выпускают ни одной спортивной модели и вся внутренняя потребность страны удовлетворяется за счет импорта из других государств. Широкий размах массового автомобильного производства в США находится в удивительном противоречии с низким уровнем развития автомобильного спорта и отсутствием спортивных автомобилей с высокими динамическими качествами. Из европейских стран наиболее разнообразную программу в области производства спортивных автомобилей имеет Англия. Особенно

Таблица 52

Техническая характеристика спортивных автомобилей (1937—1939 г.)

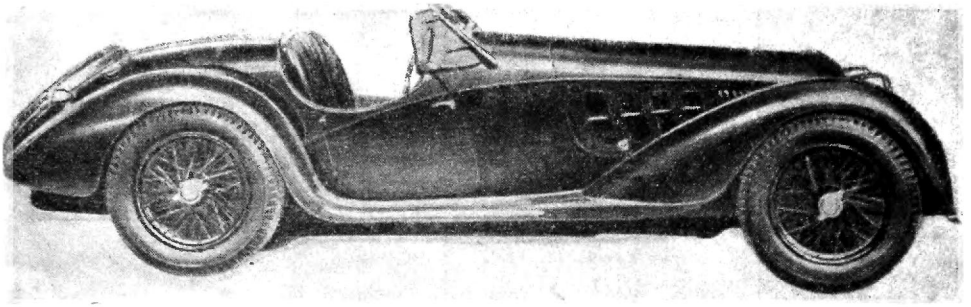
Марка автомобиля	Страна	Тип	Число цилиндров	Диаметр×ход	Рабочий объем в $см^3$	Эффективная мощность в $л.с.$	Число оборотов в мин.	Степень сжатия или наличие нагнетателя	Расположение клапанов	Число карбюраторов	Число передач	Главная передача	Рама	Подвеска	Вес в кг	Максимальная скорость в км/час
Класс H (500—750 $см^3$)																
Симка-Гордини	Франция	5	4	52 × 67	570	22	5000	7,2	в. к.	1	4	—	Открытое сечение	Спереди независимая	390	120
Фиат	Италия	500	4	52 × 67	570	20	4600	—	в. к.	1	4	—	„	„	410	115
Класс G (750—1100 $см^3$)																
Адлер	Германия	Юниор	4	65 × 75	935	—	4200	—	б. к.	1	4	—	Штампованная листовая	Передний привод, независимая	720	110
Альта	Англия	9-SC	4	60 × 95	1074	93	6000	Нагнетатель	2 в. р. в.	3	4	4,6	Открытое сечение	Классическая	760	135
Репир	Англия	10	4	63 × 90	1100	45	4500	7,0	2 в. р. в.	2	4	5,6	„	„	880	125
Репир	Англия	10-SC	4	63 × 90	1100	62	5000	Нагнетатель	2 в. р. в.	1	4	5,3	„	„	880	144
Симка-Гордини	Франция	8	4	68 × 75	1089	48	5000	7,5	в. к.	1	4	—	„	„	740	145
Фиат	Италия	508-С	4	68 × 75	1089	45	—	—	в. к.	1	4	—	„	„	770	138
Класс F (1100—1500 $см^3$)																
Альта	Англия	1,5	4	69 × 100	1488	80	5400	—	2 в. р. в.	2	4	4,3	„	„	760	145
Альта	„	1,5 $л$ SC	4	69 × 100	1488	140	6000	Нагнетатель	2 в. р. в.	2	4	4,2	„	„	760	160
Аталанта	„	1,5 $л$	4	69 × 100	1496	—	—	—	1 в. р. в.	2	3	4,3	„	Спереди независимая	870	135
Аталанта	„	1,5 $л$ SC	4	69 × 100	1496	—	—	—	1в. р. в.	2	3	3,9	„	Сзади независимая	870	160
Фрезер Неш	„	Булонь	4	69 × 100	1496	—	—	—	в. к.	2	4	3,8	„	Классическая	760	130
Фрезер Неш	„	ТТ	4	69 × 100	1496	—	—	—	1в. р. в.	2	4	3,8	„	„	760	135
Фрезер Неш	„	Ульстер	4	69 × 100	1496	—	—	—	2в. р. в.	2	4	3,8	„	„	760	145
Фрезер Неш	„	Шелсли	4	69 × 100	1496	—	—	2 нагнетателя	1в. р. в.	2	4	3,8	„	„	790	165
HRG	„	1,5 $л$	4	69 × 100	1493	58	4800	—	в. к.	2	4	4,0	„	„	710	135
Ли-Френсис	„	1,5 $л$	4	69 × 100	1496	55	4800	7,0	в. к.	2	4	3,9	Коробчатое сечение	„	1050	130

Продолжение табл. 52

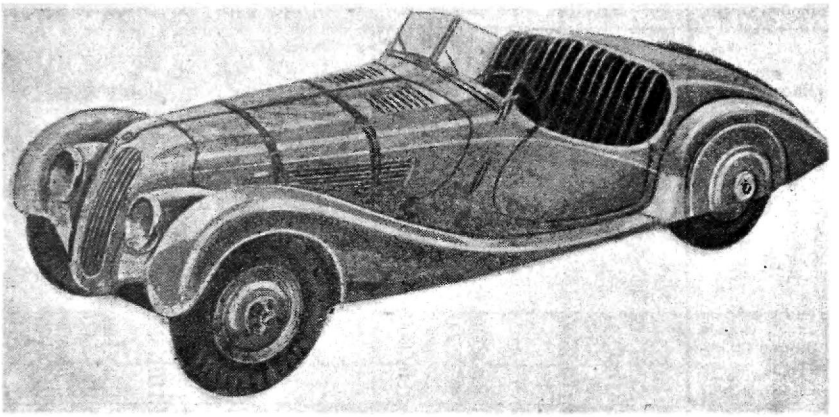
Марка автомобиля	Страна	Тип	Число цилиндров	Диаметр, ход	Рабочий объем в $см^3$	Эффективная мощность в л. с.	Число оборотов в мин.	Степень сжатия или наличие нагнетателя	Расположение клапанов	Число карбюраторов	Число передач	Главная передача	Рама	Подвеска	Вес в кг	Максимальная скорость в км/час
MG	Англия	Миджет	4	64 × 102	1292	—	5500	6,8	в. к.	2	4	4,8	Коробчатое сечение	Классическая	810	125
Морган	„	4/4 — SS	4	63 × 90	1122	45	5000	—	о. н. д.	2	4	4,0	Частью коробчатое сечение	Спереди независимая	690	125
Райли	„	Спрайт	4	69 × 100	1496	55	4500	—	в. к.	2	4	5,2	Коробчатое сечение	Классическая	1050	135
Сингер	„	Ле Ман	4	63 × 95	1185	43	4600	—	1в. р. в.	2	4	4,5	Открытое сечение	„	800	115
Класс E (1500 – 2000 $см^3$)																
Адлер	Германия	Трумпф	4	74 × 95	1646	—	4200	—	б. к.	1	4	—	Штампованная листовая	Передний привод, независимая	910	125
BMW	„	2 л	6	76 × 96	1971	80	4500	7,5	в. к.	3	4	3,9	Трубчатая	Спереди независимая	890	150
AC	Англия	16 – 80	6	65 × 100	1991	80	4250	7,0	1в. р. в.	3	4	4,3	Частью коробчатое сечение	Классическая	1070	140
AC	„	16 – 90	6	65 × 100	1991	90	4250	Нагнетатель	1в. р. в.	1	4	4,3	„	„	1070	150
Альта	„	2 л	4	79 × 100	1960	100	5500	—	2в. р. в.	2	4	4,2	Открытое сечение	„	760	160
Альта	„	2 л SC	4	79 × 100	1960	165	6000	Нагнетатель	2в. р. в.	2	4	4,0	„	„	760	190
Астон-Мартин	„	C•	4	78 × 102	1950	110	5500	—	1в. р. в.	2	4	4,4	„	„	990	165
Аталанта	„	2 л	4	75 × 113	1996	—	—	—	1в. р. в.	2	3	4,3	„	Спереди независимая	870	140
Аталанта	„	2 л SC	4	75 × 113	1996	—	—	—	1в. р. в.	2	3	4,0	„	Сзади независимая	870	170
MG	„	1,5 л	4	70 × 102	1548	—	5000	7,0	в. к.	2	4	4,8	Коробчатое сечение	Классическая	1100	140
Триумф	„	Доломит. 4	4	75 × 100	1767	65	4500	7,2	в. к.	2	4	5,0	Открытое сечение	„	950	130
Триумф	„	Доломит 6	6	65 × 100	1991	74	4500	7,2	в. к.	2	4	5,0	„	„	1050	125
Пежо	Франция	402 Спесиаль	4	83 × 92	1991	75	4500	7,2	в. к.	1	4	—	Штампованная листовая	Спереди независимая	950	145

Марка автомобиля	Страна	Тип	Число цилиндров	Диаметр, ход	Рабочий объем в $см^3$	Эффективная мощность в $л.с.$	Число оборотов в мин.	Степень сжатия или наличие нагнетателя	Расположение клапанов	Число карбюраторов	Число передач	Главная передача	Рама	Подвеска	Вес в $кг$	Максимальная скорость в $км/час$
Класс D (2000–3000 $см^3$)																
Адлер	Германия	2,5 $л$	6	71 × 105	2494	80	4200	7,3	б. к.	2	4	3,7	Штампованная листовая	Независимая	1200	150
SS	Англия	2,5	6	73 × 106	2664	110	4500	7,2	в. к.	2	4	4,0	Коробчатое сечение	Классическая	1140	155
Делаж	Франция	3 $л$	6	—	2996	—	—	—	в. к.	2	4	—	»	Спереди независимая	—	180
Тальбо	»	Баби, 3 $л$	6	78 × 105	2996	90	4200	6,8	в. к.	1	4	4,2	»	»	1150	130
Альфа Ромео	Италия	2300 ММ	6	70 × 100	2309	95	4500	7,8	2 в. р. в.	2	4	4,3	»	Классическая	1140	155
Альфа Ромео	»	2500	6	—	2495	—	—	—	2 в. р. в.	2	4	—	»	»	—	180
Альфа Ромео	»	2900	8	68 × 100	2905	180	5000	Нагнетатель	2 в. р. в.	1	4	—	»	»	1050	190
Класс C (3000—5000 $см^3$)																
Лагонда	Англия	12	12	75 × 85	4480	220	6000	—	2 в. р. в.	2	4	3,8	Коробчатое сечение	Спереди независимая	1450	190
SS	Англия	3,5 $л$	6	82 × 110	3486	120	4500	7,2	в. к.	2	4	3,8	»	Классическая	1160	170
Бугатти	Франция	57-S	8	72 × 100	3257	135	5000	—	2 в. р. в.	1	4	4,2	Открытое сечение	»	1300	150
Бугатти	»	57-С	8	72 × 100	3257	180	5000	Нагнетатель	2 в. р. в.	1	4	4,2	»	»	1300	185
Делаэ	»	135-М	6	84 × 107	3557	110	3850	—	в. к.	1	4	3,4	Коробчатое сечение	Спереди независимая	1190	160
Делаэ	»	135-спесиаль	6	84 × 107	3557	130	4100	—	в. к.	3	4	3,4	»	»	1100	175
Делаэ	»	165 Сп	12	75 × 85	4490	160	4500	—	в. к.	3	4	3,4	»	»	1200	190
Хотчкисс	»	GS	6	86 × 100	3485	125	3800	7,0	в. к.	2	4	3,3	»	Классическая	1180	160
Тальбо	»	Лаго	6	90 × 105	3996	140	4100	7,0	в. к.	3	4	3,6	»	Спереди независимая	1220	160
Тальбо	»	Лаго SS	6	90 × 105	3996	160	4100	7,5	в. к.	3	4	3,6	»	»	1080	185

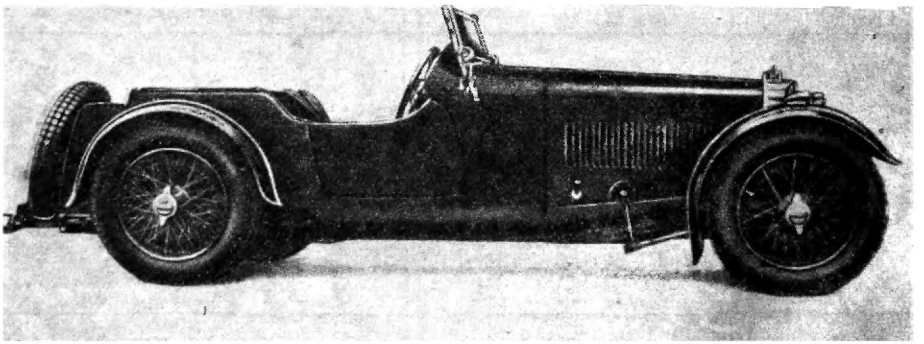
Условные обозначения: б. к. — боковые клапаны, в. к.—верхние клапаны, 1 в. р. в.—один верхний распределительный вал, 2 в. р. в.—два верхних распределительных вала, о. н. д. — один клапан над другим.



Фиг. 161. Быстроходный автомобиль Альфа Ромео, модель 8С2900 В. Двигатель 8 × 68 × 100, 2,9 *л.* Мощность около 180 *л. с.* при 5000 об/мин. Максимальная скорость до 185 *км/час.*
Эта конструкция относится к разряду дефорсированных гоночных автомобилей.

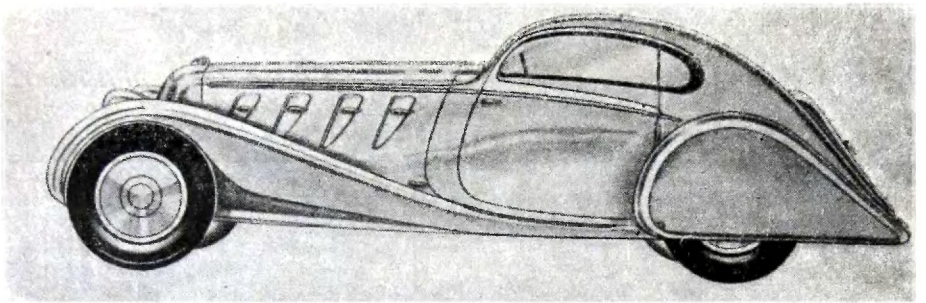


Фиг. 162. Двухлитровый спортивный автомобиль BMW, 6 × 66 × 96, мощность 80 *л. с.* Максимальная скорость 150 *км/час.*



Фиг. 163. Спортивный автомобиль Эстон Мартин. Двигатель 4 × 69 × 100, 1493 *см*³. Мощность 70 *л. с.* при 4750 об/мин. Максимальная скорость 135 *км/час.*

хорошую репутацию приобрели в спортивном мире английские полуторалитровые автомобили, а также малолитражные классов H (750 $см^3$) и G (1100 $см^3$). Во Франции, Германии и Италии изготовляли высококачественные спортивные автомобили, но количество типов было более ограниченным. Спортивные автомобили имеют несколько более сложное устройство и более высокую продажную цену, чем стандартные типы массового производства. При внимательном уходе и умелом обращении спортивные автомобили могут отлично пройти очень большой километраж в повседневной эксплоатации. В руках неопытного шофера даже очень хороший спортивный автомобиль нередко быстро выходит из строя.



Фиг. 164. Быстроходный автомобиль Мазерати, 2 *л.* с обтекаемым закрытым кузовом.

На фиг. 160-164 представлены некоторые типы хорошо зарекомендовавших себя спортивных автомобилей.

Табл. 52 дает техническую характеристику некоторых известных автомобилей спортивного типа.

Развитие мирового рекорда скорости на 1 час

Год	Место установления рекорда	Родитель	Фирма автомобиля	Рабочий объем в $см^3$	Пройденное расстояние км
1913	Брукленде	П. Ламберт	Толбот	4 500	165,76
1913	„	Ж. Гу	Пежо	—	170,59
1913	„	Ж. Шассань	Сёнбим	—	173,72
1924	„	Дж. П. Томас	Лейланд-Томас	7 266	175,56
1925	„	„ „ „	„ „	7 266	178,14
1925	Монлери	Орман	Панар-Левассор	4 836	185,73
1926	„	„	„ „	7 965	193,50
1926	Брукленде	Дж. П. Томас	Лейланд Томас	7 266	195,92
1926	Монлери	Е. А. Д. Эльдридж	Миллер	1 981	203,72
1927	„	Ж. Маршан	Вуазен	7 850	206,55
1932	„	Дж. И. Т. Айстон	Панар-Левассор	7 938	210,39
1933	Авус	С. Чайковский	Бугатти	4 900	213,83
1934	Монлери	Дж. И. Т. Айстон	Панар-Левассор	7 938	214,06
1934	Авус	Х. Штук	Ауто Унион	~ 5 000	217,10
1935	Солт Бедс	Д. А. Дженкинс	Дюзенберг	—	230,82
1935	„ „	Дж. Кобб	Непир-Рельтон	—	237,57
1935	„ „	Д. А. Дженкинс	Дюзенберг	—	244,85
1935	„ „	Дж. И. Т. Айстон	Айстон Роллс-Ройс	21 236	256,36
1936	„ „	„ „ „	„ „	21 236	261,56
1936	„ „	Дж. Кобб	Непир-Рельтон	—	269,86
1936	„ „	Д. А. Дженкинс	Мормон Метеор	—	275,20
1937	„ „	„ „	„ „	—	284,93
1940	„ „	„ „	„ „	25 000	293,64

Примечание: Полная сводка всех мировых и интернациональных рекордов была помещена в работе В. В. Бекмана „Гоночные автомобили", изд. Физкультура и спорт, 1941 г.

ЛИТЕРАТУРА

1. Der Auto Union Rennwagen im europaischen Rennsport, „ATZ", 1937, № 13.
2. R. A. Railton, Racing car design, „The Automobile Engineer", 1937, IV.
3. Chester, S. Ricker, The bricks get hotter and hotter at Indianapolis, „Automotive Industries", 1937, 29 V.
4. H. Petit, Au sujet des courses de vitesse. Sommes nous pres de l'asymptote, „La Vie automobile," 1936, 10/IX.
5. Böhme, Von 18 auf 180 km. in der Stunde, „Motor", 1936, IX.
6. R. C. Faroux, L'influence de la course sur l'evolution de la technique automobile, „La Vie automobile", 1936, 10/X.
7. W. F. Bradley, European entries for Roosevelt and Los Angeles raceways differ from american cars to compete, „Automotive Industries", 1936, 10/X.
8. B. Toboldt, Italian driver wins Columbus day epic, „Automotive Industries", 1936, 17/X.
9. F. Tighe, Speed the recrowned king, „Automotive Industries", 1936, 10/X.
10. E. Hundt, Der Brennstoffverbrauch moderner Rennwagen, „Petroleum Zeitung", 1936, 9/IX.
11. E. M. Drucker, Rennformeln für Kraftfahrzeuge und ihr Zusammenhang mit der echnischen Entwicklung, „ATZ", 1936, N. 21.
12. B. Costantini, Influenza delle corse sulla costruzione automobilistica, „Auto Italiana", 1937, N. 7.
13. Rennwagen, Motorräder und Aerodynamik, „Flugsport", 1937, 10/XI.
14. P. Maillard, Le Grand Prix de l'A. C. F. pour 1937, „La Vie automobile" 1937, 10/II.
15. L. Pomeroy, Rival types in Grand Prix racing, „The Motor", 1938, 24/V.
16. Förster, Die Gestaltung von Rennwagen, „VDI", 1938, 19/II.
17. R. C. Faroux, Reflexions sur le record d'Eyston, „La Vie automobile", 1937, 25 XII.
18. В. В. Бекман. Основные тенденции развития гоночных автомобилей, „Мотор" 1937, № 8.
19. A. N. Other, Rennwagen nach der neuen Formel, „Allg. Automobil Zeitung" 1937, 4/XII.
20. R. de Burgh Walkerley. Racing outlook 1938, „Motor", London, 4/I.
21. 1937 racing reviewed, „Autocar", 1938, 7/I.
22. The sporting calendar of 1938 „Autocar", 1938, 14/I.
23. P. Maillard, La formule des voitures de course, „La Vie automobile", 1938, 25/II.
24. P. Maillard, Records de vitesse, „La Vie automobile", 1938, 25/II,
25. An amazing new record car, „Autocar", 1938, 8/IV.
26. Austin's great success at Donington, „Autocar", 1938, 15/IV.
27. R. Barlow, America's new racing cars, „Autocar", 1938, 25/III.
28. New race cars, „Automotive Industries", 1938, 9/IV.
29. P. Maillard, Le Grand Prix de Pau, „La Vie automobile", 1938, 25/IV.
30. Formula racing cars at last, „Autocar", 1938, 25/III.
31. C. Faroux, Le Grand Prix de Tripoli, „La Vie automobile", 1938, 10/VI.
32. Indianapolis faster than ever, „Motor", London, 1938, 7/VI
33. Meteors of the road, „Autocar", 1938, 10/VI.
34. C. S. Ricker, Four cylinder non supercharged cars dominate Indianapolis finish, „Automotive Industries", 1938, 4/VI.
35. H. Petit, Le Grand Prix de l'Automobile Club de France de 1938, „La Vie automobile", 1938, 10 VII.
36. The Indianapolis race, „American Automobile", 1938, VII.
37. R. C. Faroux, Les voitures aux vingt quatre heures du Mans, „La Vie automobile", 1938, 25/VI.
38. B. Hahkinson, Blowers get black eye in Indianapolis race, „Commercial Car J". 1938, VII.
39. Cobbs record car complete, „Autocar", 1938, 8/VII.

40. First details of the new Auto Union racing car. „Motor", London, 1938, 5/VII.
41. A new M. G. for record breaking, „Motor", London, 1938, 2/VIII.
42. America develops an Auto Union, „Autocar", 1938, 15/VII.
43. Some details of Grand Prix racing cars, „Motor", London, 1938, 2/VIII.
44. L. Pomeroy, Racing cars at the G. P. von Deutschland, „Motor", London, 1938, 2/VIII.
45. E. R. A.'s new rival, „Motor", London, 1933, 16/VIII.
46. Modern European racing engines, „Automotive Industries", 1933, 27/VIII.
47. Racing abroad, „Automotive Industries", 1938, 13/VIII.
48. Eyston's great record, „Motor", London, 1938, 6/IX.
49. Cobb at Utah, „Motor", London, 1938, 6/XI.
50. Brooklands challenger, „Autocar", 1938, 4/XI.
51. The Donington Grand Prix described, „Autocar", 1938, 28/X.
52. H. Petit, A propos du record de vitesse d'Eyston, „La Vie automobile", 1938, 10/XI.
53. M. G. — the fastest small car ever built, „Motor", London, 1938, 15/XI.
54. More speed at Bonneville Salt Bed, „Automotive Industries", 1938, 15/X.
55. L. Pomeroy, Under the cowlings at Donington, „Motor", London, 1938, 1/XI.
56. France will seek more racing laurels with team of new government subsidized Talbot Darracq cars, „Automotive Industries", 1939, 28/I.
57. 3-litre Mercedes Benz does 248 m. p. h., „Motor", London, 1939, 14/II.
58. L. R. de Walkerley, Birds eye view of motor racing prospects in 1939, „Motor" London, 1939, 28/III.
59. G. Canestrini, Ce qu'on peut penser des moteurs de course pour 1939. „La Vie automobile", 1939, 10/III.
60. B. M. Ikert, At Indianapolis, „Automotive Industries", 1939, 1/VI.
61. First detail illustrations of the new E. R. A., „Motor", London, 1939, 20/V.
62. 203.5 m. p. h. from 1100 cc., „Motor", London, 1939, 6/VI.
63. Lagonda for Le Mans, „Motor", London, 1939, 13/VI.
64. Auto Union wins French Grand Prix, „Motor", London, 1939, 11/VII.
65. Calculating needed power, „Automotive Industries", 1939, 15/VI.
66. Caracciola wins German Grand Prix, „Motor", London, 1939, 25/VII.
67. Off to America this week, „Autocar", 1939, 21/VII.
68. H. Petit, Le Grand Prix de l'Automobile Club de France, „La Vie automobile" 1939, 25/VII.
69. International $1^1/_2$ litre races. „Motor", London, 1940, 3/I.
70. L. Pomeroy, Five Years development, „Motor", London, 1940, 24/I.
71. Il Gran Premio di Tripoli vinto da Farina su Alfa Romeo 1500 cc, „Automotoavio", 1940, № 9—10.
72. L. Martelli. La nuova Maserati di tre litri. „Motor Italia", 1940, № 5.
73. E. Rosemann. Mille miglia — Sieg deutscher Arbeit. „Motor", Berlin, 1940. № 5.
74. В. В. Бекман. Гоночные автомобили. изд. Физк. и спорт 1941.
75. R. P. Jones. Power output „Autocar", 1946. 25/I. 1/II.
76. Indianapolis miscellany „Autocar", 1946, 14/VI.
77. The Renaissance of racing „Motor", London, 1945, 2/V.
78. D. May, N. Freeman, Tyres under stress „Autocar", 1946 г. 22/II.
79. J. Bolster. Road holding problems in high speed cars „Motor", London, 1945, 23/V,
80. L. Pomeroy. International racing and racing cars „Motor", London, 1945, 21/II.
81. В. В. Бекман. „Развитие конструктивной схемы гоночного автомобиля", „Автомобиль", 1946 № 5—6.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 3

Глава I. **Цели и задачи автомобильного спорта** 5

Глава II. **История автомобильного спорта и технического развития гоночных автомобилей** 7

1. Изобретение автомобиля. Первые автомобильные гонки 7
2. Гонки на кубок Гордон Беннетта 13
3. Большой приз Автомобильного клуба Франции до первой мировой войны 17
4. Гонки на кубок малых автомобилей 23
5. Большой приз Автомобильного клуба Франции за период от первой до второй мировой войны 28
6. Автомобильный спорт в России и СССР 42

Глава III. **Разновидности автомобильных гонок и классификация гоночных автомобилей** 44

Глава IV. **Гоночные автомобильные двигатели** 59

1. Общие принципы форсирования двигателей 59
2. Конструкция двигателей 72
3. Перспективы развития гоночных двигателей 93

Глава V. **О применении нагнетателей на гоночных двигателях** 105

Глава VI. **Топливо для гоночных двигателей** 119

Глава VII. **Шасси гоночных автомобилей** 127

1. Общие параметры 127
2. Расположение основных механизмов на раме 130
3. Механизм сцепления и коробка передач 141
4. Рама 141
5. Колеса 143
6. Шины 144
7. Тормозы 146
8. Подвеска автомобилей 149
9. Механизм рулевого управления 157
10. Контрольные приборы 157

Глава VIII. **Кузовы гоночных автомобилей** 159

Глава IX. **Абсолютный рекорд скорости** 168

1. „Синяя птица IV“ 175
2. Айстон Роллс Ройс 177
3. Непир-Рельтон 179

Глава X. **Динамика гоночных автомобилей и перспективы увеличения быстроходности** 182

1. Силы сопротивления. Тяговый и рабочий балансы автомобиля 182
2. Сила сцепления ведущих колес. Предельная скорость 187
3. Идеальный гоночный автомобиль 197
4. Максимальная скорость 199
5. Предельное и максимальное ускорения 209
6. Предельное ускорение автомобилей с различными системами привода . . 216
7. Гонки на 1 *км* с места 224
8. Сравнение динамики гоночных автомобилей различных интернациональных классов 233
9. Динамика гоночных автомобилей на промежуточных передачах 238
10. Улучшение динамики стандартных автомобилей 248

Приложение 264

Литература 265

Техн. редактор. *Е. Д. Гракова*
Корректор *А. М. Головачева*
Обложка работы художника *А. В. Петрова*

Сдано в произв. 13/X 1946 г. Подписано к печати 10/VI 1947 г. А 06311. Тираж 6000 экз. Печ. л. $16^{8}/_{4}$ Уч.-изд. л. 27. Форм. бум. $70 \times 108^{1}/_{16}$ Цена 18 р., пер. 2 р. Заказ № 942.

1-я тип. Машгиза, Ленинград, ул. Моисеенко, 10.